

UNIVERSIDAD POLITECNICA SALESIANA
SEDE – QUITO

FACULTAD DE INGENIERIAS

CARRERA DE INGENIERIA MECÁNICA

Tesis previa a la obtención del título de INGENIERO MECÁNICO

TEMA: Diseño y construcción de una rectificadora de discos de freno para
vehículos livianos.

AUTORES: Esteban Lenin Rodríguez Avilés
Juan Carlos Toapanta Suntaxi

DIRECTOR: Ing. Patricio Quitiaquez

Quito, Noviembre 2011

INDICE

Certificación.....	XIII
Dedicatoria.....	XIV
Agradecimiento.....	XVI
Tema.....	XVIII
Planteamiento del problema.....	XVIII
Justificación.....	XVIII
Objetivos:	
General.....	XIX
Específicos.....	XIX
Alcance.....	XXIII
Hipótesis.....	XXIV

CAPÍTULO I

1.1 Sistema de frenado

1.1.1 Introducción al sistema de frenado de un automóvil.....	1
1.1.2 Frenos de disco y principio de funcionamiento.....	1
1.1.3 Partes que constituyen el sistema de frenado.....	2
1.1.4 Principio de funcionamiento del mando de frenado.....	4

1.2 Discos de freno (Propiedades, posibles fallas)

1.2.1 Geometría de un disco de freno.....	5
1.2.2 Características y propiedades mecánicas de los discos de freno.....	7

1.2.3 Problemas en los discos de freno y sus causas.....	11
1.2.4 Método de desmontaje y montaje de un disco de freno.....	14
1.2.5 Mantenimiento en los discos de freno.....	18
1.3 Rectificado de los discos de freno	
1.3.1 Definición de rectificado.....	20
1.3.2 Técnicas empleadas para el rectificado de los discos de freno.....	20
1.3.3 Parámetros a tomar en cuenta para el rectificado.....	20
1.3.4 Velocidad de corte.....	21
1.3.5 Buriles de corte.....	21
1.3.6 Esfuerzos de corte que intervienen en el rectificado.....	23
1.3.7 Potencia y energía consumida.....	25
CAPÍTULO 2	
2.1 Estudio del diferente dimensionamiento de los discos de freno existentes en el mercado.	
2.1.1 Verificación y análisis del dimensionamiento de discos de freno.....	27
2.1.1.1 Discos de frenos para autos Chevrolet.....	29
2.1.1.2 Discos de frenos para autos Hyundai.....	37
2.1.1.3 Discos de frenos para autos Nissan.....	41
2.1.1.4 Discos de frenos para autos Renault.....	43
2.2 Diseño del acople universal el cual se conectará con el disco de freno directamente.	
2.2.1 Fuerza requerida para el rectificado.....	45
2.2.2 Análisis de fuerzas existentes en los discos de freno.....	46

2.2.3 Diseño del acople universal.....	55
2.2.4 Diseño por aplastamiento de elementos.....	55
2.2.5 Simulación de eventos.....	57
2.3 Diseño y selección del motor a utilizar	
2.3.1 Cálculo de la velocidad de corte	59
2.3.2 Cálculo de la potencia requerida	60
2.4 Diseño del mecanismo móvil el cual hará girar el eje del auto	
2.4.1 Mecanismo móvil.....	62
2.4.2 Diseño anillo amenorador.....	68
2.4.2.1 Diseño chaveta para anillo amenorador.....	69
2.4.3 Diseño espárragos conectores.....	71
2.5 Diseño del mecanismo de sujeción y avance de los útiles de corte utilizadas para el rectificado de los discos de freno.	
2.5.1 Diseño tornillo avance transversal.....	78
2.5.1.1 Fuerza requerida.....	79
2.5.2 Diseño desplazamiento transversal.....	83
2.5.3 Guías de desplazamiento.....	92
2.5.4 Diseño del método de avance para los útiles de corte.....	95
2.5.4.1 Soporte y guía de los portaherramientas.....	95
2.5.5 Diseño del tornillo para desplazamiento longitudinal.....	102
2.5.5.1 Fuerza requerida.....	103

2.6 Diseño del soporte principal

2.6.1 Diseño del soporte y guía del mecanismo rectificador.....	108
2.6.2 Diseño del tornillo elevador.....	116
2.6.2.1 Fuerza requerida.....	117
2.6.2.2 Diseño cojinete.....	120
2.6.3 Diseño caja guía.....	124
2.6.3.1 Diseño ruedas caja guía.....	125
2.6.4 Diseño eje transmisor de potencia.....	130
2.6.4.1 Diseño cuña eje transmisor de potencia.....	132
2.6.4.2 Diseño cojinetes carga radial.....	137
2.6.4.3 Diseño de anillos para cojinetes.....	138
2.6.4.3.1 Diseño soldadura.....	139
2.6.5 Diseño mecanismo posición – anclaje.....	142
2.6.6 Diseño resortes niveladores.....	146
2.6.6.1 Diseño soporte resortes.....	152
2.6.6.1.1 Diseño soldadura soporte resortes.....	154
2.6.6.2 Diseño perfil soporte resortes.....	155
2.6.6.2.1 Diseño soldadura.....	158
2.6.7 Diseño soporte ruedas.....	160

CAPITULO 3

3. ANÁLISIS DE COSTOS.

3.1 Breve Introducción.....	162
3.2. ANÁLISIS DE COSTOS DIRECTOS.	
3.2.1 Costos de materiales directos.	163
3.2.2 Costos de elementos normalizados.....	165
3.2.3 Costos de maquinado.....	167
3.2.4 Costo de montaje.....	168
3.2.5 Costo total directo.....	168
3.3. ANÁLISIS DE COSTOS INDIRECTOS.	
3.3.1 Costos de materiales indirectos.	169
3.3.2 Costos de ingeniería.....	170
3.3.3 Gastos de imprevistos.....	170
3.3.4 Costo total indirecto.....	170
3.4 COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA.	
Conclusiones.....	172
Recomendaciones.....	173
Bibliografía.....	174

Índice de figuras:

<i>Figura 1.1</i> Despiece sistema de frenado.....	2
<i>Figura 1.2</i> Partes de un disco de freno.....	5
<i>Figura 1.3</i> Montaje y desmontaje de un disco de freno.....	14
<i>Figura 1.4</i> Montaje y desmontaje de un disco de freno.....	14
<i>Figura 1.5</i> Montaje y desmontaje de un disco de freno	15
<i>Figura 1.6</i> Montaje y desmontaje de un disco de freno	15
<i>Figura 1.7</i> Montaje y desmontaje de un disco de freno.....	16
<i>Figura 1.8</i> Montaje y desmontaje de un disco de freno	16
<i>Figura 1.9</i> Montaje y desmontaje de un disco de freno	17
<i>Figura 1.10</i> Ángulos de corte en una cuchilla.....	22
<i>Figura 1.1</i> Direcciones de las fuerzas que intervienen en el rectificado.	24
<i>Figura 2.1</i> Fuerza de corte necesaria para el rectificado.....	46
<i>Figura 2.2</i> Fuerzas primarias y secundarias (4 espárragos, 1 ^{ra} posición).....	47
<i>Figura 2.3</i> Fuerzas primarias y secundarias (4 espárragos a 2 ^{da} posición).....	49
<i>Figura 2.4</i> Fuerzas primarias y secundarias (6 espárragos).....	52
<i>Figura 2.5</i> Acople para autos de capacidad liviana.....	55
<i>Figura 2.6</i> Simulación acople: Aplicación de fuerzas.....	57
<i>Figura 2.7</i> Simulación acople: Creación del mallado.....	57
<i>Figura 2.8</i> Simulación acople: Esfuerzos obtenidos.....	58
<i>Figura 2.9</i> Motoreductor utilizado.....	59

<i>Figura 2.10</i> Rodamiento SKF 61828.....	61
<i>Figura 2.11</i> Vista en corte del eje móvil.....	62
<i>Figura 2.12</i> Esquema eje hueco.....	63
<i>Figura 2.13</i> Anillo amenorador de diámetro.....	68
<i>Figura 2.14</i> Fuerzas que actúan en una cuña.....	69
<i>Figura 2.15</i> Espárrago conector.....	71
<i>Figura 2.16</i> Fuerzas que actúan en el eje móvil debido a los espárragos conectores.....	72
<i>Figura 2.17</i> Fuerza ejercida en el espárrago.....	74
<i>Figura 2.18</i> Conjunto mecanismo móvil.....	78
<i>Figura 2.19</i> Fuerzas que ejercen en el tornillo sin fin y rueda corona.....	88
<i>Figura 2.20</i> Mecanismo tornillo sin fin y rueda corona.....	91
<i>Figura 2.21</i> Mecanismo de deslizamiento de los útiles de corte (transversal).....	92
<i>Figura 2.22</i> Fuerzas existentes en el rectificado.....	93
<i>Figura 2.23</i> Fuerzas existentes en guía fija.....	94
<i>Figura 2.24</i> Mecanismo para el desplazamiento de los útiles de corte (longitudinal).....	95
<i>Figura 2.25</i> Soporte y guía de los porta herramientas.....	96
<i>Figura 2.26</i> Localización de las fuerzas de corte.....	96
<i>Figura 2.27</i> Diagrama de cuerpo libre soporte cuchillas.....	97
<i>Figura 2.28</i> Sección transversal soporte cuchillas y ubicación de centroide.....	97
<i>Figura 2.29</i> Sección transversal soporte cuchillas calculo de su inercia.....	98
<i>Figura 2.30</i> Fuerzas que intervendrán en el soporte cuchillas.....	99

<i>Figura 2.31</i> Dimensionamiento sección transversal soporte cuchillas.....	100
<i>Figura 2.32</i> Soporte principal.....	107
<i>Figura 2.33</i> Soporte Motor.....	108
<i>Figura 2.34</i> Diagrama de cuerpo libre soporte principal.....	109
<i>Figura 2.35</i> Reacciones existentes en la viga.....	109
<i>Figura 2.36</i> Diagrama de corte y momento de la viga.....	110
<i>Figura 2.37</i> Dimensionamiento viga – columna.....	110
<i>Figura 2.38</i> Viga sección transversal.....	112
<i>Figura 2.39</i> Diagrama de cuerpo libre columnas.....	113
<i>Figura 2.40</i> Caja guía.....	124
<i>Figura 2.41</i> Fuerzas primarias y secundarias caja guía.....	126
<i>Figura 2.42</i> Eje transmisor de potencia.....	130
<i>Figura 2.43</i> Diagrama de cuerpo libre eje transmisor de potencia.....	130
<i>Figura 2.44</i> Esfuerzos en chavetas.....	133
<i>Figura 2.45</i> Anillo para cojinete.....	138
<i>Figura 2.46</i> Soldadura alrededor del anillo.....	140
<i>Figura 2.47</i> Mecanismo posición – anclaje.....	143
<i>Figura 2.48</i> Posición agujeros para pernos de anclaje.....	143
<i>Figura 2.49</i> Diagrama de cuerpo libre mecanismo posición anclaje.....	144
<i>Figura 2.50</i> Alineación acople universal – disco de freno.....	147
<i>Figura 2.51</i> Notación para longitudes y fuerzas.....	148

<i>Figura 2.52</i> Diagrama de cuerpo libre soporte resortes.....	153
<i>Figura 2.53</i> Diagrama de cuerpo libre – sección transversal.....	153
<i>Figura 2.54</i> Sección transversal especificando soldadura.....	154
<i>Figura 2.55</i> Diagrama de cuerpo libre perfil – soporte resortes.....	155
<i>Figura 2.56</i> Dimensionamiento sección transversal.....	157
<i>Figura 2.57</i> Perfil rectangular especificando soldadura.....	158
<i>Figura 2.58</i> Diagrama de cuerpo libre soporte – ruedas.....	160

Índice de Tablas:

<i>Tabla 1.1</i> Aleaciones férreas.....	10
<i>Tabla 1.1</i> Valores recomendados para ángulos de cuchillas.....	23
<i>Tabla 2.1</i> Coeficiente de fricción según la AGMA.....	87
<i>Tabla 2.2</i> Fuerzas que ejercen en el tornillo sin fin y rueda corona.....	88
<i>Tabla 3.1</i> Costos de materiales directos.....	165
<i>Tabla 3.2</i> Costos de elementos normalizados.....	167
<i>Tabla 3.3</i> Costos de maquinado.....	168
<i>Tabla 3.4</i> Costo total directo.....	168
<i>Tabla 3.5</i> Costo de materiales indirectos.....	169
<i>Tabla 3.6</i> Costo total indirecto.....	170
<i>Tabla 3.7</i> Costo total de la máquina.....	171

Anexos

Anexo 1: Plano General

Anexo 2: Protocolo de pruebas

Anexo 3: Manual de operación y mantenimiento

Anexo 4: Tablas

Anexo 5: Proformas y facturas

Certifico que el presente trabajo de investigación ha sido realizado en forma íntegra, por los señores Esteban Lenin Rodríguez Avilés y Juan Carlos Toapanta Suntaxi. Los conceptos y análisis del proyecto son de exclusiva responsabilidad de los autores.

Atentamente

Ing. Patricio Quitiaquez

DIRECTOR DEL PROYECTO

DEDICATORIA

Esta meta alcanzada está dedicada a mi Padre Dios quien me ha dado la fuerza necesaria para poder soportar los momentos difíciles a lo largo de mi carrera.

Dedico este proyecto a mis padres Carlos María y María Elvia que son las personas que realmente tendrían que ser felicitadas ya que son parte fundamental en mi vida, con su amor y perseverancia son los ejecutores de este sueño cumplido, mil bendiciones a mis padres por su gran apoyo.

También dedico este logro a mi novia quien es mi compañera en todo momento, supo apoyarme en todas las jornadas, ella representa esfuerzo y tensión en las situaciones difíciles de esta meta que es alcanzada con gran orgullo y felicidad, en fin todos ellos son mi motivo de superación día tras día.

Juan Carlos Toapanta Suntaxi

DEDICATORIA

Dedico este presente trabajo a mi Dios, a mi madre y a toda mi familia que me han apoyado incondicionalmente en todo momento y en todo lugar a lo largo de mi vida estudiantil y en mi vida personal.

Esteban Lenin Rodríguez Avilés

AGRADECIMIENTO

Al finalizar este proyecto quiero dar gracias a Dios por la vida y la salud que me han sido otorgados hacia mi familia y a mí, de esta manera seguir siendo parte de una sociedad útil en compañía de las personas que más aprecio.

Un agradecimiento especial al Ingeniero Patricio Quitiaquez por su desinteresada colaboración en la realización de este proyecto.

A mis padres que con su apoyo incondicional en los momentos difíciles de mi vida han sabido guiarme por el camino del bien con su ejemplo, dedicación creando un pilar fundamental en el sueño que alguna vez me propuse alcanzar.

A mi hermana María Fernanda que con su apoyo inocencia y compañía creo ternura a mi corazón, a mi hermano Wilmer Patricio que supo compartir momentos desagradables y agradables, así como experiencias únicas haciendo de esta etapa de vida, la mejor.

Un agradecimiento sincero a mi compañero de tesis Esteban Rodríguez Avilés que con su experiencia y sabiduría ayudo a terminar el proyecto tan anhelado para nosotros.

A la prestigiosa Universidad Politécnica Salesiana y a la Carrera de Ingeniería Mecánica que me ha brindado sus conocimientos, formándome en lo que será mi vida profesional.

Juan Carlos Toapanta Suntaxi

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios, a mis padres, a mis hermanos y amigos por ser parte de esta meta alcanzada, ya que ellos han inculcado en mi persona la necesidad de triunfar día a día sin importar que tan difícil se vean las cosas, además a mis maestros que han brindado sus conocimientos de una forma íntegra y desinteresada, y a mi querida universidad que ha sido el lugar donde me he formado profesionalmente.

Esteban Lenin Rodríguez Avilés

Tema del proyecto:

Diseño y construcción de un máquina rectificadora de discos de freno portátil para vehículos livianos.

Definición del problema:

Uno de los mayores problemas del rectificado de los discos de freno, es el tiempo que se emplea para realizarlo, dado que primero se realiza el desmontaje del disco, posteriormente se rectifica y para que luego se lo coloque nuevamente, sin tomar en consideración el tiempo de pérdida, además ocurre algunos inconvenientes al momento del montaje, y uno de ellos es el descentramiento del disco o llamado ALABEO.

La necesidad de un ahorro significativo en el tiempo de reparación de los discos de freno de los autos y del mejoramiento de los diferentes factores que lo abordan para obtener un rectificado óptimo, nos han llevado a plantear una solución.

Justificación del problema:

El diseño y construcción de una máquina rectificadora de discos de freno portable es la solución más viable para el ahorro de uno de los factores más importantes (TIEMPO), dado que el mecanismo posee la característica de no tener la necesidad de desmontar el disco del auto, sino solo fijar el equipo al disco de freno que se encuentra en el eje del auto y ponerlo a funcionar, considerando que el quedará perfectamente centrado al eje, entonces tendremos ahorro de tiempo, mayor precisión y calidad para el cliente.

Objetivos a alcanzar:**Objetivo general:**

- Diseñar y construir una máquina rectificadora de discos de freno portátil

Objetivos específicos:

- El ahorro de tiempo al momento de realizar la rectificación de los disco de freno de los autos.
- Reducir riesgos y costos de operación, porque evita el desmontaje de las piezas para rectificar.
- Solucionar el molesto y peligroso alabeo de los discos que reduce la vida útil de las pastillas y alarga la distancia de frenado.
- Mejorar la calidad de servicio para el cliente.

Fundamentación teórica:

Los discos de freno:

Los discos de freno son la superficie contra la cual interactúan las pastillas para frenar el vehículo, debido a que este gira solidario con las ruedas. Ese rozamiento entre discos y pastillas produce la transformación de energía cinética en energía calorífica, provocando una reducción de la velocidad.

Los discos de freno no solo deben producir la transformación de energía sino que además deben conseguir que el calor producido sea evacuado lo más rápidamente posible, ya que si no, las temperaturas a las que operaría el sistema serían muy elevadas llegando incluso al colapso del mismo.

El material escogido para fabricar los discos de freno es la fundición gris nodular de grafito laminar, ya que garantiza una estabilidad de las prestaciones durante el periodo de vida de los discos. Existen también, discos de materiales compuestos en matriz de carbono, usados en la alta competición y en los frenos de los aviones, aunque debido al alto coste que tienen son inviables para los vehículos comunes.

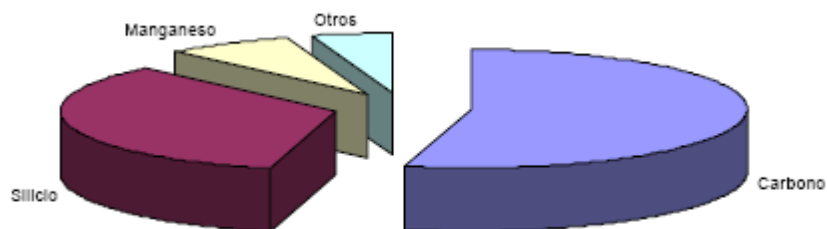
En la actualidad se están desarrollando discos de freno en aluminio con una base de carburo de silicio, ya que su menor peso los hace muy atractivos, pero la mala disipación de calor que tienen los hacen inviables de momento, ya que necesitan un sobredimensionamiento importante que hacen que pierdan las ventajas del reducido peso.

Las características básicas de la fundición de los discos la podemos ver la siguiente tabla.

Propiedades físicas	Valores
Resistencia a tracción	240 N / mm ²
Dureza	170 – 250 HB

La composición básica del material de los discos es una fundición gris nodular de grafito laminar, que contiene entre un 92% y un 93% de hierro. Además del hierro otros componentes básicos tales como el silicio, manganeso y otros garantizan la calidad de un

elemento crítico en el frenado como es el disco. En el gráfico siguiente podemos ver el porcentaje de los diferentes materiales que junto con el hierro, que supone el 93% del total, el resto de materiales suponen entre el 7% y el 8% que resta de la composición total del disco.



El buen mantenimiento de los discos de freno

Una gran mayoría de los conductores, piensan que los discos de freno no se deben de sustituir nunca, ya que son piezas metálicas lo suficientemente duras como para no requerir su sustitución o una revisión. Lógicamente están equivocados y desde aquí vamos a intentar dar una visión de porqué el mantenimiento de todo el sistema de frenos de un vehículo es fundamental.

En primer lugar hay que tener presente que los discos de freno no son infinitamente rígidos sino que como cualquier pieza de un vehículo se deforma.

Para evitar lo máximo posible esta deformación, hay que tener en cuenta muchos parámetros, ya que incluso el valor de apriete de las ruedas es uno de los factores que afectan a la deformación del disco.

Es necesario que en el montaje de los neumáticos se lleve a cabo con el torque de apriete que recomienda el fabricante. Usando una llave dinamométrica tarada a 10 kg.m, si la llanta es de chapa y a unos 11 kg.m, si la llanta es de aleación. Procediendo al apriete de forma equidistante. Las llaves de apriete neumáticas pueden deformar los discos, dando lugar a problemas de vibraciones, ruidos, e incluso roturas de la propia llanta, principalmente si esta es de aleación.

Para un buen mantenimiento de los discos de freno conviene revisarlos cada 20000 km. como norma general. Este control no debe de ser solo visual, ya que existe una cota mínima tras la cual el disco debe ser sustituido. Esta medida llamada MINIMUM THICKNESS (mínimo espesor) viene grabada en los cantos de los discos. Más adelante veremos que sucede cuando este espesor no es respetado.

La planitud del disco es una característica crítica para una frenada progresiva y libre de vibraciones no solo en frío sino en caliente. Si esta planitud no se encuentra dentro de los valores requeridos, pueden aparecer puntos calientes “judder” que producen vibraciones muy desagradables al frenar. Como se verá más adelante el “judder” puede aparecer como vibraciones acústicas, vibraciones estructurales en la dirección del vehículo o como pulsaciones en el pedal del freno.

Alcance:**Capacidad de la máquina**

- Esta máquina será diseñada y construida para rectificar discos de vehículos livianos del parque automotor.
- El rectificado del disco del freno no será a un tiempo mayor a 30 minutos, incluido tiempo de montaje y de rectificación.
- Las revoluciones que girará el disco para ser rectificado será entre 100 a 150 rpm
- Esta máquina será capaz de acoplarse al eje del auto, el cual lo haremos girar con un motor - reductor.
- Lograremos paralelismo en nuestra máquina y evitaremos vibraciones que puedan existir al momento del rectificado.
- Esta máquina se podrá conectar a la red de corriente eléctrica más frecuente utilizada y existente en cualquier lugar, esta es a 110v (MONOFÁSICA).
- Esta máquina tendrá la capacidad de trasladarse al lugar donde nosotros lo requiramos, teniendo la característica de ser portable.

Hipótesis General:

- ¿Será posible realizar el rectificado de un disco de freno con montaje y desmontaje de la máquina rectificadora de disco de freno para vehículos livianos en un tiempo no mayor a 30 minutos?

CAPÍTULO I

Generalidades:

Actualmente se ha puesto en marcha una idea para rectificar los discos de freno de una manera que el tiempo empleado para el desmontaje y montaje de los mismos sea eliminado, la cual es el rectificar estos sin necesidad de desmontar el disco, este capítulo constará de toda la información teórica necesaria para el estudio y realización de este proyecto tales como: el sistema de frenado de los automóviles, características y propiedades de los discos de freno, principales problemas encontrados en los discos de freno y además del porque sería óptimo aplicar la idea de rectificar el disco de freno sin desmontarlo.

1.1 Sistema de frenado

1.1.1 Introducción al sistema de frenado de un automóvil.

La absorción de la energía cinética del vehículo para frenarlo se realiza haciendo rozar las superficies de dos piezas, una de ellas gira con la rueda, mientras que el único movimiento de la otra es el de aproximación a la primera; el coeficiente de adherencia entre ambas es muy elevado.

Dependiendo de la forma de las superficies y de la manera de aplicar la una contra la otra, se distinguen dos tipos de frenos: el de tambor y el de disco.

1.1.2 Discos de freno

Habitualmente se usan en las ruedas delanteras, aunque ya existen en el mercado gran cantidad de autos dotado de este sistema en las cuatro ruedas. Este sistema está basado en la presión que ejercen dos pastillas (superficies de alto coeficiente de fricción) al comprimirse a ambos lados de un disco (parte móvil) que gira solidario con el cubo de la rueda.

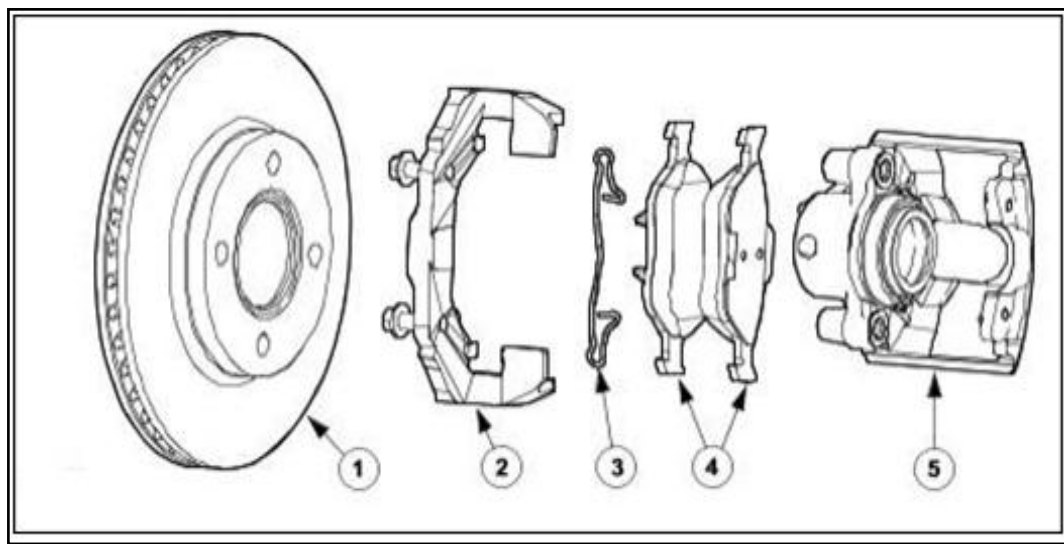
El disco es de acero o de fundición gris perlítica y está expuesto a la corriente de aire provocada por la marcha del vehículo. Las pastillas van colocadas en el soporte del freno, aproximadamente la quinta parte de la superficie del disco, y van forradas con

tejido de amianto y resinas con partículas de metal o bronce. La mordaza o pinza es la parte fija y puede tener dos o cuatro pistones. Las mordazas pueden ser móviles u oscilantes.

Existen diferentes tipos de discos de freno. Algunos son de acero macizo mientras que otros están rayados en la superficie o tienen agujeros que los atraviesan. Estos últimos, denominados discos ventilados, ayudan a disipar el calor.

Al realizar un mantenimiento en el disco de freno, antes de que éste sea desmontado tenemos que desmontar la parte fija del sistema de frenado, que a continuación conoceremos sus partes:

1.1.3 Partes principales del sistema de frenado



Fuente: <http://www.sabelotodo.org/automovil/frenos.html>

Figura 1. 1 Despiece sistema de frenado

- 1) Disco de freno
- 2) Soporte del Calíper de freno
- 3) Broche de sujeción de la pastilla
- 4) Pastilla
- 5) Calíper de freno

Mordazas de freno

Mordazas (Cálipers) o pinzas

La mordaza es el soporte de las pastillas y los pistones de freno. Los pistones están generalmente hechos de aluminio o cromo. Hay dos tipos de mordazas: flotantes o fijas. Las fijas no se mueven, en relación al disco de freno, y utilizan uno o más pares de pistones. De este modo, al accionarse, presionan las pastillas a ambos lados del disco. En general son más complejas y caras que las mordazas flotantes.

Las mordazas flotantes, también denominadas "mordazas deslizantes", se mueven en relación al disco; un pistón a uno de los lados empuja la pastilla hasta que esta hace contacto con la superficie del disco, haciendo que la mordaza y con ella la pastilla de freno interior se desplacen. De este modo la presión es aplicada a ambos lados del disco y se logra la acción de frenado.

Las mordazas flotantes pueden fallar debido al enclavamiento de la mordaza. Esto puede ocurrir por suciedad o corrosión, cuando el vehículo no es utilizado por tiempos prolongados. Si esto sucede, la pastilla de freno de la mordaza hará fricción con el disco aún cuando el freno no esté siendo utilizado, ocasionando un desgaste acelerado de la pastilla y una reducción en el rendimiento del combustible, junto con una pérdida de la capacidad de frenado debida al recalentamiento del respectivo conjunto de frenado (tambor-balata o disco-pastilla) provocando además desequilibrio en el frenado, ya que la rueda con freno recalentado frenará menos que su contraparte.

Pistones y cilindros

Los pistones cuentan con una fijación que va alrededor y sellos que impiden el escape de la presión ejercida por el líquido de frenos, a través del cual son accionados. La mordaza lleva un conducto por el cual entra el líquido de frenos y eso hace que la mordaza empuje la pastilla contra el disco y, a la vez, que se corra la mordaza para frenar con ambas y se logre uniformizar el frenado y el desgaste.

Pastillas de freno

Las pastillas están diseñadas para producir una alta fricción con el disco. Deben ser reemplazadas regularmente, y muchas están equipadas con un sensor que alerta al conductor cuando es necesario hacerlo.

1.1.4 Principio de funcionamiento del mando de frenado (discos ventilados)

Las pastillas y el mando hidráulico están alojadas en el interior de la pinza, que es la parte fija del freno.

Las pastillas ejercen sobre los discos una fuerza suficiente como para transformar toda o parte de la energía cinética del vehículo en movimiento, en calor, hasta detenerlo o reducir su velocidad, según sea el caso.

La presión del líquido necesaria para el funcionamiento de los bombines o cilindros de rueda la genera una bomba de émbolo accionada por el conductor mediante un pedal, se la conoce también por cilindro principal y cilindro maestro. El funcionamiento del circuito hidráulico está basado en el principio de Pascal, según el cual: “La presión ejercida sobre un punto del fluido que llena un recipiente hermético se transmite en su seno con la misma intensidad en todos los sentidos”.

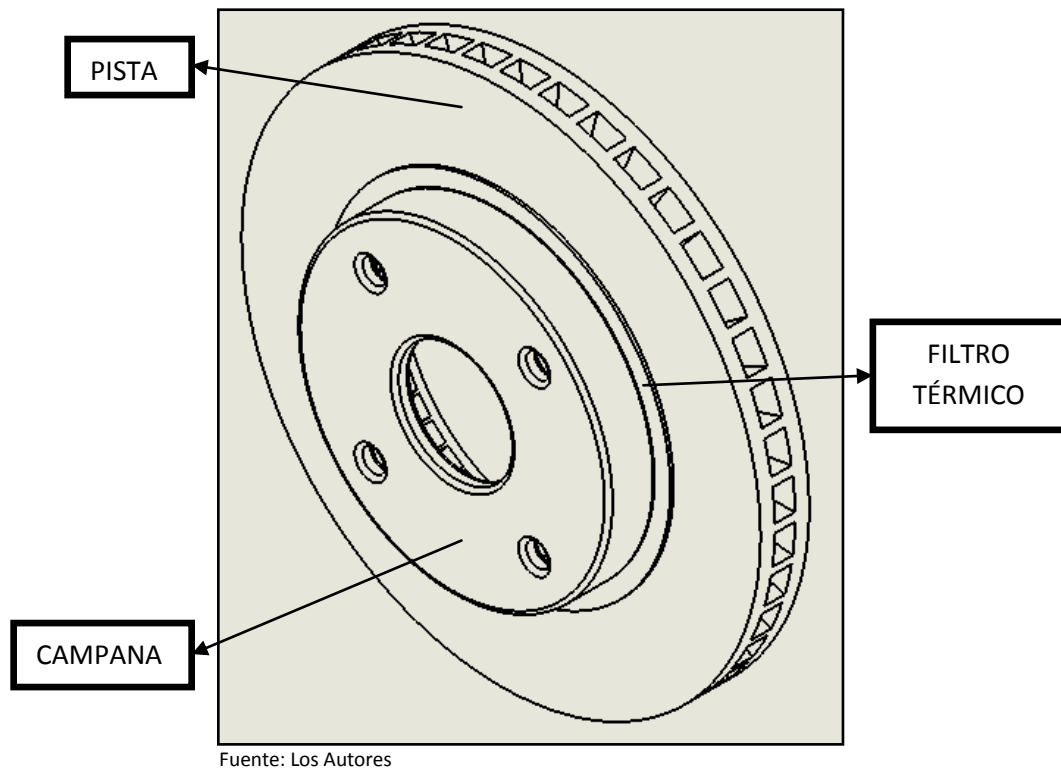
En el circuito hidráulico de frenos la bomba manda el líquido a los cuatro cilindros de rueda a la misma presión, como a las pastillas de freno hay que aplicarlas una fuerza mucho mayor que a las zapatas, los cilindros de los frenos de disco tienen mayor diámetro.¹

¹ MARTINEZ, hermógenes gil, *Tunning: una pasión sobre ruedas*, editorial CEAC – 2009, pág. 90

1.2 Discos de freno (Propiedades, posibles fallas)

1.2.1 La geometría del disco de freno

La geometría de los discos de frenos siempre es la misma, es decir, una superficie circular perfectamente plana. En primer lugar se definirá las diferentes partes de las que está compuesto un disco.



Fuente: Los Autores

Figura 1. 2 Partes de un disco de freno

LA PISTA.- Es la superficie en la cual tiene lugar la acción de fricción entre las pastillas y el disco. Está dimensionada de forma que su potencia de disipación se acerque al valor de 250 W/cm^2 , pero dicho valor puede variar dependiendo de la geometría del disco, ya que si este es ventilado el valor de la potencia de disipación puede alcanzar un valor de 750 W/cm^2 . Por encima de dichos valores, pueden aparecer daños en el disco, tales como deformaciones geométricas, grietas, depósitos de material de fricción u otros que dañarían el disco de forma irreversible.

FIJACIÓN.- La fijación de los discos está situada en la parte central del mismo. Existe un agujero donde se aloja el buje, así como por la parte trasera un chaflán que debe de apoyarse perfectamente en la mangueta para que el ajuste del disco sea perfecto. Alrededor del agujero donde se aloja el buje, la fijación tiene un cierto número de agujeros que permiten el paso de los pernos de anclaje de la rueda. En la mayoría de los discos la fijación del disco se garantiza por unas perforaciones de menor diámetro que fijan el disco.

LA CAMPANA.- La campana es el cilindro que une la banda, con el plano de fijación. En algunos casos en el interior de la misma se está aprovechando para montar un pequeño sistema de freno de tambor de accionamiento mecánico, con la finalidad de que sirva de freno de estacionamiento.

EL FILTRO TÉRMICO.- El filtro térmico es un canal mecanizado, que separa la pista de la fijación, para reducir el calor que pasa de la pista hacía la campana. Con este tipo de canales se evita el calentamiento excesivo de la llanta y por consiguiente del neumático que ya sufre los efectos de la temperatura por su propio uso.

1.2.2 Características y propiedades mecánicas de los discos de freno

Los discos de freno están fabricados con fundición gris perlítica con grafito esferoidal lo que les confiere alta resistencia al calor.

Es importante controlar su estado ya que debido a la alta temperatura de trabajo por el rozamiento de las pastillas para conseguir el frenado del vehículo, se deterioran. Si tienen rayaduras profundas, están alabeados, resquebrajados u oxidados, se ha de proceder a su sustitución de manera inmediata.

Materiales más empleados

Aleaciones ferrosas

Son básicamente aleaciones de hierro y carbono. Las fundiciones de hierro, contienen más carbono del necesario para saturar la austenita a temperatura eutéctica y por lo tanto contienen entre 2 y 6,67%. Como el alto contenido de carbono tiene a hacer muy frágil al hierro fundido, la mayoría del material fabricado contiene entre 2,5 y 4% de C. La ductilidad del hierro fundido es baja, lo que hace que no siempre pueda trabajarse ni en frío ni en caliente, sin embargo, es relativamente sencillo de fundir y colar sobre moldes de formas complejas.

Aunque son frágiles y sus propiedades mecánicas son inferiores a las de los aceros, su costo bajo, su fácil colado y sus propiedades específicas los hace uno de los productos de mayor tonelaje de producción en el mundo.

Las fundiciones llamadas de primera fusión, tienen la siguiente composición:

C 2,5 - 4,5 **Si** 0,5 - 4,5 **Mn** 0,5 - 0,8 **P** 0,1 – 2 **S** < 0,15

Tipos de hierro fundido empleados en los discos de freno

El mejor método de clasificación es de acuerdo a su estructura metalográfica. Las variables a considerar son: el contenido de carbono, los aleantes, las impurezas, la velocidad de enfriamiento y el tratamiento térmico. Estas variables controlan la condición y forma del carbono en la estructura.

El carbono se puede presentar en forma libre (grafito) o combinada (Cementita). La forma y distribución del carbono influirá grandemente en las propiedades físicas de la fundición. Se pueden clasificar en:

- ***Fundición blanca***

Donde todo el carbono se encuentra combinado.

- ***Fundición Gris***

La mayor parte del carbono se encuentra sin combinar en forma de grafito.

- ***Fundición Maleable***

Carbono mayormente sin combinar en forma de nódulos irregulares o carbono revenido.

- ***Fundición nodular***

Mediante aleantes especiales, el grafito forma esferoides compactos.

- ***Fundición especial***

Las propiedades y estructura de las anteriores se modifican por el agregado de aleantes.

Fundición gris

La fundición gris son aleaciones hipoeutécticas, estas representa el mayor tonelaje entre las fundiciones de hierro. Tiene una composición que varía entre 2,5 y 4% de carbono y 1 a 3% de silicio. Las reacciones químicas internas derivan en la formación de hojuelas de grafito (carbono) distribuidas a todo lo largo del producto fundido en la solidificación. Esta estructura es la causa de que la superficie del metal tenga un color gris cuando se fractura; de aquí el nombre de fundición gris².

Las principales características de las fundiciones grises son:

- Buena colabilidad.
- Excelente resistencia al desgaste.
- Excelente respuesta a los tratamientos térmicos de endurecimiento superficial.
- Poca resistencia mecánica.

² GROOVER, mikell, *Fundamentos de manufactura moderna*, editorial Pearson education 1997, pág. 130

El enfriamiento en una fundición es muy importante dado que la velocidad de enfriamiento hace que varíe la estructura final de la fundición gris.

- **ENFRIAMIENTO MODERADO**

Grafito + Perlita (Fundición gris perlítica)

- **ENFRIAMIENTO MODERADAMENTE LENTO**

Grafito + Ferrita + Perlita (fundición gris)

- **ENFRIAMIENTO LENTO**

Grafito + Ferrita (fundición gris ferrítica)

Empleos de la fundición gris

Desde un punto de vista mecánico las fundiciones grises son comparativamente frágiles y poco resistentes a la tracción. La resistencia y la ductilidad a los esfuerzos de compresión son muy superiores. Estas fundiciones amortiguan la energía vibracional de forma mucho más efectiva que los aceros. Así los equipos que vibran mucho se suelen construir de esta aleación. A la temperatura de colada tienen mucha fluidez por lo que permite moldear piezas de forma muy complicadas. Además, la fundición gris es uno de los materiales metálicos más baratos. Se utiliza en bloque de motores, tambores de freno, cilindros y pistones de motores.

Propiedades mecánicas de la fundición gris

- **Resistencia a la tracción:** La fundición gris tiene una carga de ruptura a la tracción pequeña, en torno a los 15 kg/mm² y llega a los 30 , 40 y 45 kg/ mm² según sea su composición.
- **Resistencia a la compresión** esta resistencia es mayor, y para las fundiciones grises normales resulta cerca de tres veces la de la tracción, por eso, sus aplicaciones principales se da en piezas sometidas a esfuerzos de compresión, más bien que a los de tracción.
- **Resistencia a la flexión:** puesto que en la flexión las fibras del elemento quedan tensas en la parte convexa, y comprimidas en la cóncava, la resistencia a la flexión varía según la orientación de la sección.

- **Resistencia al choque:** el choque y la resiliencia son solicitaciones dinámicas, y en su confrontación la fundición se comporta de un modo particular. Las fundiciones grises, resisten muy mal los choques y son frágiles porque no sufren deformaciones plásticas.
- **Dureza:** la dureza de la fundición gris es relativamente elevada, esta varía entre 140 a 250 Brinell según sea su composición. A pesar de su elevada dureza se puede mecanizar fácilmente, porque la viruta se desprende mejor y por la presencia de grafito liberado, que lubrica el paso de la viruta sobre el corte de la herramienta.
- **Resistencia química:** la fundición tiene poca resistencia química, y se deteriora con los ácidos, los álcalis y las oxidaciones.

Nombre	Adiciones esenciales	Impurezas y otros componentes
Hierro de lingote (99,7-99,9 % Fe)		C, Mn, Si, S, P.
Hierro forjado	Si, en forma de escoria	C, Mn, S, P.
Acero	C	Mn, Si, S, P.
Acero especial	C, Mn, Si, Ni, Mo, V, W, Cu, Nb, B	Ti, Al, S, P.
Acero inoxidable	Cr, Ni	Nb, Ti, Al, C, Mn, Si, Ni, Co, Mo, W.
Fundición (esferoidal, gris, blanca, maleable)	C, Si	Mn, P, S, Mg, Ce, Ca, Ba.
Fundición especial	C, Si, Ni, Cr, Mo, Mn, Cu, V, Ti	P, S.
Acero rápido	C, Cr, V, Mo	Co, Mn, Si.
Aceros de fácil mecanizado	S, Se, Pb	Mn, Al, O ₂ , Ca.
Maraging	Ni, Co, Mo	S, C.
Imanes permanentes	Al, Ni, Co	C
Autopatinable	Cu, Cr	
Aleación Fe-Ni	Ni (30-60 %)	Cr, W, Co, Al, Cu.
Superalloys	Al, Ti, Cr, Ni, Co, La, B, Zr, Mo, W, Nb, Ta	Bi, As, Sb

Fuente: MORRAL, f.r, *Metallurgia general*, volumen 2, editorial Reverte 1985, pág. 1062

Tabla 1. 1 Aleaciones Férricas

1.2.3 Problemas principales encontrados en los disco de freno

El estudio de los diferentes problemas de los discos demuestra que la mayoría de los mismos podrían evitarse si se prestara más atención al montaje.

Esto no solo concierne a ciertos controles cuantificables mediante mediciones, sino que además debemos realizar un atento examen visual de los componentes.

Entre los defectos o fallas se tiene:

Apriete incorrecto

Este es uno de los problemas que sucede a diario dado que no existe un orden secuencial al apriete de las tuercas de la rueda, y además existe un excesivo torque con lo cual podríamos acarear problemas en el disco.

Descripción del problema:

El apriete excesivo de los discos crea grietas en la superficie de la campana que se apoya sobre el buje. Estas grietas pueden no ser visibles, o ser simplemente en principio una deformación que con el paso del tiempo y los continuos cambios de temperatura, producidas en casos extremos, acabe desprendiendo la campana de la banda frenante. Este problema también se produce por no respetar ni el orden de apriete ni las presiones de apriete.

Esta deformación es perceptible desde el principio del montaje y se detecta por vibraciones tanto en el pedal como en el volante con independencia de la velocidad, de la presión o de la temperatura del sistema de freno, con lo que resulta fácil atribuir este problema a un apriete incorrecto del disco o al montaje de un disco de freno defectuoso o mal mecanizado.

Limpieza incorrecta del buje

Este problema se presenta cuando desmontamos el disco del auto y posteriormente lo volvemos a colocar, el cual presenta un descentramiento que no está en los límites permitidos.

Descripción del problema:

Cuando durante el montaje de un disco nuevo no se limpia correctamente la superficie de apoyo del disco en el buje, se puede producir un asentamiento inestable del disco en el buje. Esto provoca que al girar el disco se produzca una oscilación del mismo, y en cada giro, roce contra las pastillas provocando no solo el desgaste excesivo de las pastillas sino el deterioro del disco.

Esto provoca vibraciones que irán creciendo con el paso de tiempo. Además aparecerá un desgaste irregular debido a las vibraciones que se provocan en el disco. Para prevenir este efecto es fundamental limpiar perfectamente la superficie del buje.

Desgaste por encima del límite máximo

Es recomendable que los límites de los disco dispuestos por los fabricantes sean respetados. Porque así evitaremos que estos puedan llegar a trabajar por encima del límite máximo.

Descripción del problema:

Cuando el disco ha sido usado más allá de su vida útil, es decir, cuando se han sobrepasado el espesor mínimo expresado por el fabricante, aparece un escalón en las pistas del disco que provoca una reducción de la masa del disco. Esto produce la mala disipación del calor debida a la pérdida de masa comentada anteriormente. Lo que llevará a un calentamiento excesivo, provocando la aparición de grietas, así como manchas de color más oscuro debido al sobrecalentamiento de dichas zonas.

Es importante recordar que la pérdida de masa del disco provoca que disminuya la conductividad térmica del mismo con lo cual se produce un aumento de la temperatura mucho mayor y más rápida. Debido a ese exceso de temperatura los discos se deforman con la consiguiente aparición de ruido y vibraciones.

Discos agrietados

Descripción del problema:

Los discos han sido sometidos a temperaturas de funcionamiento muy altas. En la parte exterior del disco se ven claros síntomas de sobrecalentamiento. Las altas temperaturas favorecen la aparición de las grietas, las cuales se forman al existir pequeños poros en el material, los cuales debido a las altas temperaturas, crecerán hasta forman la grieta. Las grietas hacen que el disco sea frágil, lo cual en definitiva, favorece el crecimiento de la grieta hasta romper en dos partes el disco.

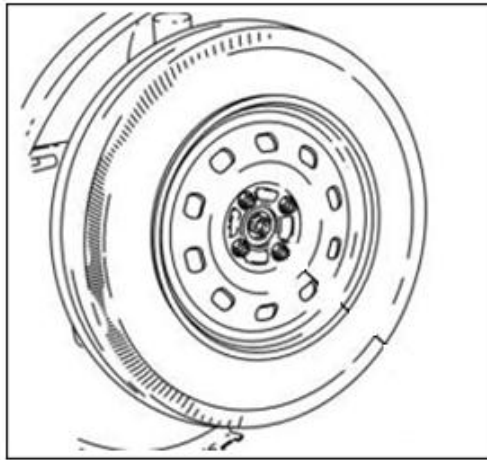
Las grietas se producen debido a las deformaciones a las que son sometidos los discos (par de apriete no es el adecuado) y los impactos que las pastillas producen sobre los mismos. Se provocan vibraciones y existe la posibilidad de que una de las grietas crezca tanto que rompa el disco, con el consiguiente riesgo que ello conlleva.

Antes de llegar a la rotura del disco, las características friccionales del conjunto pastilla / disco se ven fuertemente alteradas como consecuencias de la ruptura de la tercera capa, con resultados imprevisibles sobre el frenado del vehículo y en cualquier caso mostrando un desgaste prematuro de las pastillas de freno. Este tipo de problema se reconoce por las fuertes vibraciones que vamos a tener sobre el pedal y dirección. Además existen otros factores importantes que hacen que los discos de freno fallen:

- Temperatura excesiva
- Desgaste excesivo de los discos debido al desgaste total de las pastillas.
- Disco dañado porque el material de fricción estaba vitrificado.
- Surcos y rayas profundas
- Depósitos de material de fricción en los discos.

1.2.4 Método de desmontaje y montaje de un disco de freno y su sistema de frenado (pasos a seguir)

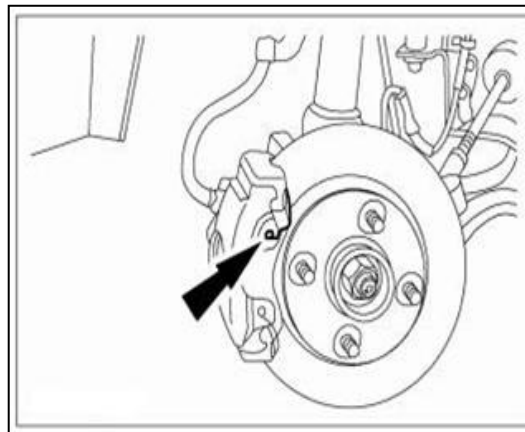
1. Afloje las tuercas de la rueda, levante el vehículo y desmonte la rueda delantera.



Fuente: <http://www.taringa.net/posts/info/856640/Como-cambiar-las-pastillas-de-freno.html>

Figura 1. 3 Desmonte de la rueda

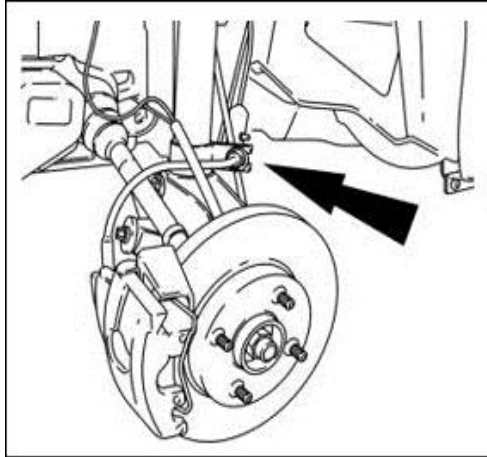
2. Quite el broche de retención del cáliper del freno.



Fuente: <http://www.taringa.net/posts/info/856640/Como-cambiar-las-pastillas-de-freno.html>

Figura 1. 4 Retiro del broche del cáliper de freno

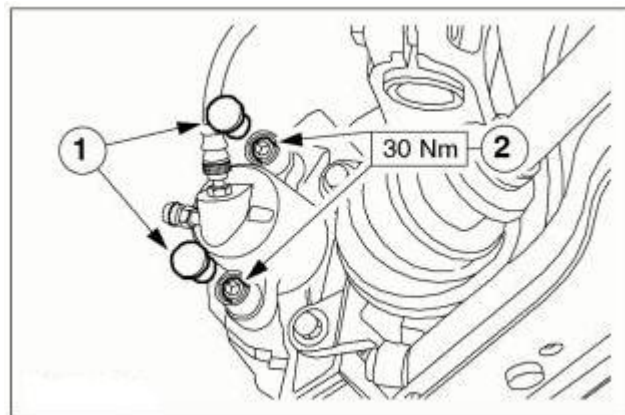
3. Separe la manguera del freno de la torre de suspensión.



Fuente: <http://www.taringa.net/posts/info/856640/Como-cambiar-las-pastillas-de-freno.html>

Figura 1. 5 Retiro de la manguera del freno de la torre de suspensión

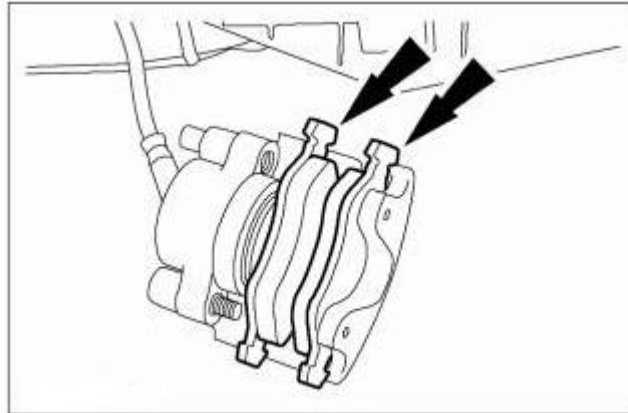
4. Separe el cáliper del freno de la placa de anclaje.
Quite las cubiertas de los tornillos (si así está equipado)



Fuente: <http://www.taringa.net/posts/info/856640/Como-cambiar-las-pastillas-de-freno.html>

Figura 1. 6 Retiro del cáliper de freno de la placa de anclaje

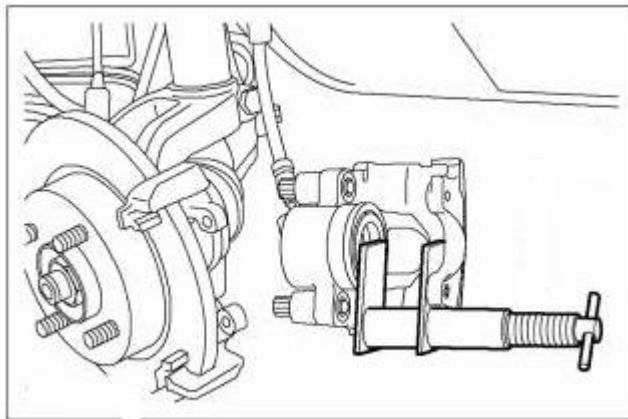
5. Quite las pastillas de freno



Fuente: <http://www.taringa.net/posts/info/856640/Como-cambiar-las-pastillas-de-freno.html>

Figura 1. 7 Retiro de las pastillas de freno

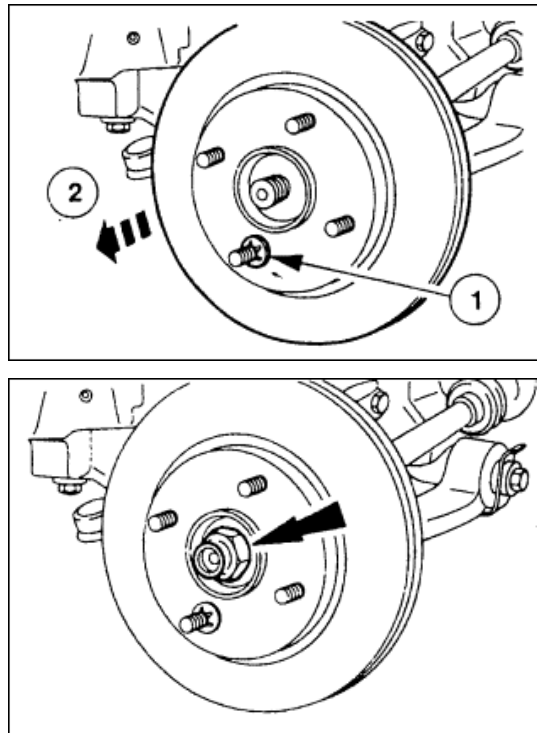
6. Utilizando la herramienta especial, retraiga el émbolo del calíper del freno (Para la instalación, siga el procedimiento de desmontaje en orden inverso)



Fuente: <http://www.taringa.net/posts/info/856640/Como-cambiar-las-pastillas-de-freno.html>

Figura 1. 8 Manipulación del émbolo del calíper de freno

7. Desmonte el disco de freno (Desmonte el broche de retención del disco).



Fuente: <http://www.taringa.net/posts/info/856640/Como-cambiar-las-pastillas-de-freno.html>

Figura 1. 9 Retiro del disco de freno

8. Verifique la variación del espesor del disco del freno.

Utilizando un micrómetro (0 – 25 mm de precisión centesimal), mida el espesor del disco en ocho posiciones a intervalos de 45 grados y a 15 mm del borde exterior del disco, si el espesor del disco fuera inferior al mínimo permitido (según el fabricante), se deberá cambiar el disco.

9. Instale el disco de freno (instale el broche de retención del disco de freno).
10. Instale la rueda.

1.2.5 Mantenimiento de los discos de freno

Los discos son piezas metálicas que deben tener un mantenimiento regular, con lo cual analizaremos su estado y si fuera necesario estos serán sustituidos según el daño que presenten.

Los discos de freno no son infinitamente rígidos sino que como cualquier pieza de un vehículo se deforma. Para evitar lo máximo posible esta deformación, hay que tener en cuenta muchos parámetros, ya que incluso el valor de apriete de las ruedas es uno de los factores que afectan a la deformación del disco.

Es necesario que en el montaje de los neumáticos se lleve a cabo bajo el par de apriete que recomienda el fabricante, usando una llave dinamométrica, procediendo al apriete de forma equidistante. Las llaves de apriete neumáticas pueden deformar los discos, dando lugar a problemas de vibraciones, ruidos, e incluso podrían causar daños irreparables en el disco.

Para un buen mantenimiento de los discos de freno conviene revisarlos cada 20000 km, como norma general. Este control no debe de ser solo visual, ya que existe una cota mínima tras la cual el disco debe de ser sustituido. Esta medida llamada MINIMUM THICKNESS (mínimo espesor) viene grabada en los cantos de los discos.

Los controles que se deben realizar, no son solo la medida del espesor con ayuda de un micrómetro de exteriores, sino que además debe de comprobar el alabeo del disco.

La planitud del disco es una característica crítica para una frenada progresiva y libre de vibraciones no solo en frío sino en caliente. Si esta planitud no existe, pueden aparecer puntos calientes “judder” que producen vibraciones muy desagradables al frenar. El “judder” puede aparecer como vibraciones acústicas, vibraciones estructurales en la dirección del vehículo o como pulsaciones en el pedal del freno.

En algunos casos, también podemos observar óxido en la pista frenante de los discos, formado al estar el vehículo en un entorno muy húmedo. Esto no implica un problema serio ya que en unas cuantas frenadas ese óxido debe ser eliminado por el contacto entre las pastillas y el disco. Si una vez realizadas estas frenadas existe alguna zona donde ese

óxido no se haya eliminado, significa que puede existir algún problema en la pinza, debido a que la pastilla no hace un perfecto contacto en el disco.

Si se observan rayas circulares profundas o grietas radiales numerosas deberán de cambiar los discos obligatoriamente.

Ventajas de obtener un óptimo rectificado

El rectificado en los disco de freno es un mantenimiento muy importante después de un cierto kilometraje ya que este garantizará el correcto frenado del auto.

Los métodos convencionales nos ofrecen un rectificado con las siguientes características:

- Paralelismo entre las caras del disco.
- Acabado superficial afinado (N6), es decir una superficie donde las estrías son visibles pero no perceptibles al tacto y con una rugosidad de $812.8 \mu\text{mm}$.

1.3 Rectificado de los discos de freno.

1.3.1 Definición de rectificado

El rectificado tiene por finalidad corregir las imperfecciones de carácter geométrico y dimensional que se producen durante la operación de frenado.

Por lo tanto con el rectificado se puede corregir: excentricidad, circularidad, rugosidad, etc. Por otro lado llevar las dimensiones de una pieza a las tolerancias especificadas según el diseño.

1.3.2 Técnicas empleadas para el rectificado de los discos de freno

Cuando un disco de freno trabaja durante un cierto kilometraje este debe ser reemplazado ó reparado (rectificado) con el fin de mantener eficiencia en el frenado, para esto se requiere que el disco sea desmontado del auto para posteriormente llevarlo a una rectificadora que puede ser la máquina herramienta (Torno) ó una máquina especial para rectificar discos de freno, la cual utiliza una piedra que tiene granos abrasivos muy duros y resistentes al desgaste y a la ruptura.

Estas técnicas para el rectificado de los discos son muy buenas pero existe un problema al montaje de las mismas que es el molesto alabeo de los discos de freno el cual se caracteriza por no quedar totalmente centrada en el eje del auto lo que provoca que las pastillas de freno no tengan un desgaste uniforme y por tanto el frenado no será bueno.

1.3.3 Parámetros a tomar en cuenta para el rectificado:

Los parámetros de corte fundamentales que hay que considerar en el proceso de torneado son los siguientes:

- Elección del tipo de herramienta más adecuado
- Velocidad de corte (V_c) expresada en (m/min)
- Diámetro exterior del torneado (mm)
- Revoluciones por minuto (rpm) al cual girará la pieza
- Avance en mm/rev, de la herramienta
- Avance en mm/min de la herramienta

- Profundidad de pasada (mm)
- Esfuerzos de corte (Kgf/mm²)

1.3.4 Velocidad de corte

Se define como velocidad de corte la velocidad lineal de la periferia de la pieza que está en contacto con la herramienta. La velocidad de corte, que se expresa en metros por minuto (m/min), tiene que ser elegida antes de iniciar el mecanizado y su valor adecuado depende de muchos factores, especialmente de la calidad y tipo de herramienta que se utilice, de la profundidad de pasada, de la dureza y la maquinabilidad que tenga el material que se mecanice y de la velocidad de avance empleada.

Además esta velocidad coincide en dirección y sentido con la fuerza principal de corte, y la velocidad de avance que coincide con la fuerza de avance.

$$V_c = \frac{D \times \pi \times n}{1000} \quad \text{Ec. (1)}$$

Donde:

V_c = velocidad de corte

D = diámetro de la pieza (en este caso diámetro del disco)

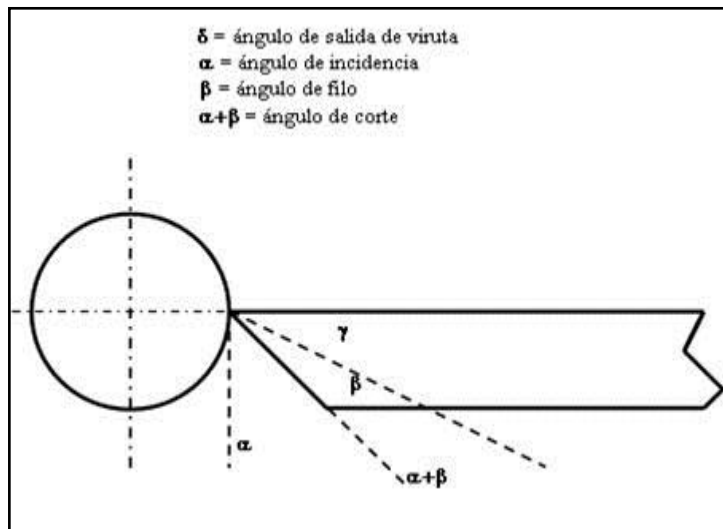
n = revoluciones por minuto

La velocidad de corte es el factor principal que determina la duración de la herramienta. Una alta velocidad de corte permite realizar el mecanizado en menos tiempo pero acelera el desgaste de la herramienta. Los fabricantes de herramientas y prontuarios de mecanizado, ofrecen datos sobre la velocidad de corte adecuada de las herramientas para una duración determinada de la herramienta.

1.3.5 Buriles de corte (Cuchillas)

El afilado correcto de los buriles (o cuchillas) de corte es uno de los factores más importantes que deben ser tomados en consideración para mecanizar los metales en las máquinas. El buril de corte debe estar correctamente afilado, de acuerdo con el tipo de material con el que se va trabajar y debe tener un filo adecuado para cortar exacta y

eficientemente. Para obtener buriles de corte correctamente afilados, debe prestarse atención especial a los ángulos que forman las aristas cortantes.



Fuente: <http://www.monografias.com/trabajos68/tornos/tornos3.shtml>

Figura 1. 10 Ángulos de corte en una cuchilla

Es de gran importancia que el buril esté perfectamente colocado al centro de la pieza ya que de ello depende su rendimiento, de no ser así podría enterrarse o clavarse el filo y correr el riesgo de que la pieza se monte sobre la herramienta.

Forma de la herramienta de corte

La forma de la herramienta de corte es muy importante para la eliminación del material. El ángulo de ataque en las herramientas de corte permite a las virutas fluir libremente y reduce la fricción.

Si se forma un gran ángulo de ataque en el buril, se crea un gran ángulo de corte en el metal durante la acción del maquinado.

Los resultados de un ángulo grande de corte son:

- Se produce una viruta delgada.
- La zona de corte es relativamente reducida.
- Se crea menor calidad en dicha zona.
- Se produce un buen acabado superficial.

Un ángulo de ataque pequeño crea un menor ángulo de corte en el metal durante el proceso de maquinado, con los siguientes resultados:

- Se produce una viruta gruesa.
- La zona de corte es amplia
- Se produce más calor.
- Se requiere más potencia mecánica para la operación de maquinado.

Los siguientes factores afectan la vida útil de una herramienta de corte:

- La clase de material que se corta.
- El micro estructura del material.
- La dureza del material.
- El material de la herramienta de corte.

Para determinar el tipo y el valor del ángulo de ataque debe considerarse:

- La dureza del material a cortar
- El tipo de operación de corte (continuo o interrumpido)
- El material y forma de la herramienta de corte.
- La resistencia al borde del corte.

En el cuadro siguiente se presentan valores de los ángulos de los buriles de acero rápido y de metal duro:

Material de la pieza	Resistencia o dureza (HB)	Material de la cuchilla					
		HSS			MD		
		α	γ	β	α	γ	β
Fundición Gris	180 HB	6	10	74	5	6	79

Fuente: NAPOLES ALBERRO – Amelia, Tecnología Mecánica

Tabla 1. 2 Valores recomendados para ángulos de cuchillas

1.3.6 Esfuerzos de corte

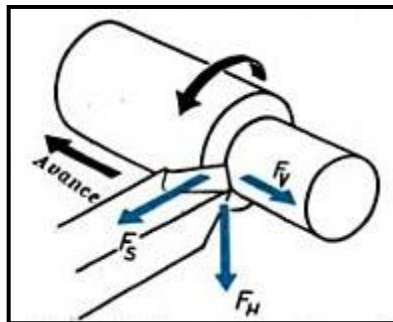
En la deformación de las virutas se presentan fuerzas de deformación, de cortadura (o cizallamiento) y de fricción. Estas fuerzas exigen un adecuado esfuerzo de

accionamiento (esfuerzo motor) y determinan las dimensiones de los elementos constructivos que constituyen la máquina herramienta.

El rozamiento, la fricción, se produce por ejemplo en la superficie de ataque y de incidencia de la herramienta. Esta fuerza no debe ser menospreciada. Según recientes investigaciones solamente la parte del rozamiento que se produce en la superficie de incidencia vale casi la tercera parte del esfuerzo total de corte. Esto nos aclara también el porqué del gran desgaste que experimenta la superficie de incidencia.

Para poder determinar la magnitud de los esfuerzos de corte se fijan direcciones de acción principales. En el torneado intervienen las siguientes fuerzas:

- Fuerza principal de corte (F_H)
- Fuerza de avance (F_v)
- Fuerza en el vástago (F_s)



Fuente: PARETO, Luis – *Formulario de tecnología* – 2da edición – pág. 107

Figura 1. 11 Direcciones de las fuerza de corte

Las fuerzas de corte no son de la misma magnitud en cada momento, sino que oscilan alrededor de un valor medio (fuerzas oscilantes). La diferencia entre los valores máximos y mínimos es tanto menor cuanto mayor sea la velocidad.

Las fuerzas de avance y en el vástago son notablemente más pequeñas que la fuerza principal de corte. Tienen influencia, por ejemplo, la relación s/a , el redondeamiento del filo de la herramienta, el ángulo de posición, el ángulo de inclinación, el de ataque, y el embotamiento del filo.

Fuerza de corte específica

Para el cálculo de los esfuerzos de corte así como de la potencia motriz de las máquinas, es parte de la fuerza específica de corte (k_s) es decir de la fuerza de corte que actúa sobre cada mm^2 de la sección de la viruta³.

$$F = A * k_s \quad \text{Ec. (2)}$$

Donde:

F = Esfuerzo de corte o fuerza de corte.

A = Sección de viruta en mm^2

K_s = Fuerza específica de corte, que para cálculos aproximados puede fijarse en 3 a 5 veces la resistencia a la ruptura por tracción del material ó podemos verlos mediante tablas las cuales están en función del tipo de material y del avance unitario " s " (mm/rev).

La fuerza de corte específica es función especialmente del material de la pieza pero depende también de otras condiciones del corte. Tiene especial importancia el hecho de que la fuerza específica de corte desciende notablemente cuando aumenta la sección transversal de la viruta o lo que es lo mismo el avance. Es favorable además un ángulo de ataque grande. También juegan su papel la longitud del filo de la herramienta que cae en el corte, la relación s/a , el ángulo de posición, el redondeamiento del filo y también, incluso, el material del filo (el metal duro es más ventajoso que el acero rápido). La fuerza de corte específica es además mayor en la proximidad de la punta del útil.

Por el contrario, la velocidad de corte y en especial la velocidad de corte elevada, no tiene influencia alguna.

1.3.7 Potencia y energía consumida

La potencia útil en una máquina herramienta es la desarrollada por la fuerza principal de corte y la fuerza de avance, puesto que son las únicas que efectúan un trabajo. Así pues, la potencia útil en C_v viene dada por:

³ PARETO, Luis – *Formulario de tecnología* – 2da edición – pág. 104

$$Nu = \frac{Fv + Fa va}{75 \times 60} = \frac{Fv (1 + \chi)}{75 \times 60} \quad \text{Ec. (3)}$$

Siendo χ la relación entre la potencia necesaria para el avance y la necesaria para el corte. Por ser χ muy pequeña puede despreciarse, con lo cual queda:

$$Nu \approx \frac{Fv}{75 \times 60}$$

Siendo F la fuerza principal de corte en kilogramos y v la velocidad de corte en m/min.

Sabiendo que $F = k_s * A$ y que $V = S * v$; entonces tenemos

$$Nu \approx \frac{k Sv}{75 \times 60} = \frac{k V}{75 \times 60}$$

Queda la potencia en función de la fuerza específica de corte (k), y del volumen de viruta arrancada V en $\frac{cm^3}{min}$.

En realidad, las máquinas requieren una potencia superior a la útil para vencer la resistencia de todos los mecanismos que la constituyen, por lo que la potencia real viene dada por:

$$N \approx \frac{Nu}{\eta} = \frac{k Sv}{4500 \eta} = \frac{k V}{4500 \eta} \quad \text{Ec. (4)}$$

Siendo η el rendimiento de la maquina. Este rendimiento varia con el tipo de máquina, de modo que, trabajando a plena carga, en los tornos y taladradoras pueden llegar entre 80 – 85%, en las fresadoras entre 60 – 80%, y en las máquinas de mortajar $\eta = 20\%^4$.

⁴ PARETO, Luis – *Formulario de tecnología mecánica* – 2da edición – pág. 107

CAPÍTULO II

DISEÑO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS

Generalidades:

Este capítulo consta de todo acerca del diseño mecánico, desde el estudio minucioso de los diferentes elementos basados en sus resistencias a esfuerzos mecánicos como son los esfuerzos a flexión, compresión, torsión para su correcta selección de material.

Además, en el mismo se determinara parámetros de los diferentes elementos mecánicos, los cuales marcan algunos tipos de vista que tendremos que aplicar al diseño, para su correcta verificación se utilizará un software de diseño mecánico con el fin de simular los eventos que se encontrará al poner en funcionamiento nuestra máquina (rectificador de discos de freno portátil), los elementos que se simularán serán solo los que están expuestos a grandes esfuerzos.

2.1 Estudio del diferente dimensionamiento de los discos de freno existentes en el mercado.

2.1.1 Verificación del dimensionamiento de discos de frenos

En el mercado ecuatoriano existen una gran variedad de modelos de automóviles los cuales algunos de ellos poseen discos de freno en sus cuatro ruedas y los restantes, que son un gran porcentaje los poseen solo en sus dos ruedas delanteras, cada auto tiene su disco de freno diferente a otro tipo de vehículo ya sean estos de la misma marca, esto se debe a la capacidad del vehículo.

Como ya es de conocimiento las medidas son diferentes en todos los discos, pero las dimensiones más importantes que se necesita para el diseño de nuestro acople universal serán:

- Diámetro de la campana del disco de freno.
- Diámetro del eje centroidal de los agujeros
- Longitud de los espárragos de los disco de freno.

Al analizar las diferentes dimensiones antes mencionadas encontramos que algunos de los discos de freno de diferentes vehículos tiene el diámetro del eje centroidal de los agujeros iguales, esto se debe a que en vehículos livianos hay de 4, 5, 6 espárragos, por ejemplo el diámetro del eje centroidal de los agujeros del disco de freno del auto Chevrolet Captiva es el mismo del disco de freno del auto Hyundai Tucson, y ambos constan de 5 agujeros.

En esta parte del capítulo se dará a conocer todas las dimensiones de los diferentes discos existentes en el mercado tanto de 4, 5, 6 espárragos y si se encontrara el diámetro del eje centroidal igual a la de otro se dará a conocer en el plano del disco, con el fin de diseñar acoples para los diferentes vehículos de capacidad liviana.

***DISCO DE FRENO PARA AUTOS
CHEVROLET***



DISCO DE FRENO PARA AUTOS HYUNDAI



DISCO DE FRENO PARA AUTOS NISSAN



DISCO DE FRENO PARA AUTOS RENAULT



2.2 Diseño del acople universal el cual se conectará con el disco de freno directamente.

2.2.1 Fuerza de corte necesaria para el rectificado⁵

$$F = k_s * S \quad \text{Ec. (5)}$$

Donde F = Fuerza de corte requerida para el rectificado.

k_s = Fuerza específica de corte (ver anexo 1 tabla valores k_s)

S = Sección y volumen de viruta

$$S = p * a \quad \text{Ec. (6)}$$

p = profundidad máxima

a = avance de la herramienta para el rectificado de fundición gris

Entonces;

$$S = 1,2 \text{ mm} * 0,2 \text{ mm}$$

$$S = 0,24 \text{ mm}^2$$

$$F = 165 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} * 0,24 \text{ mm}^2$$

$$F = 39,6 \text{ [kgf]}$$

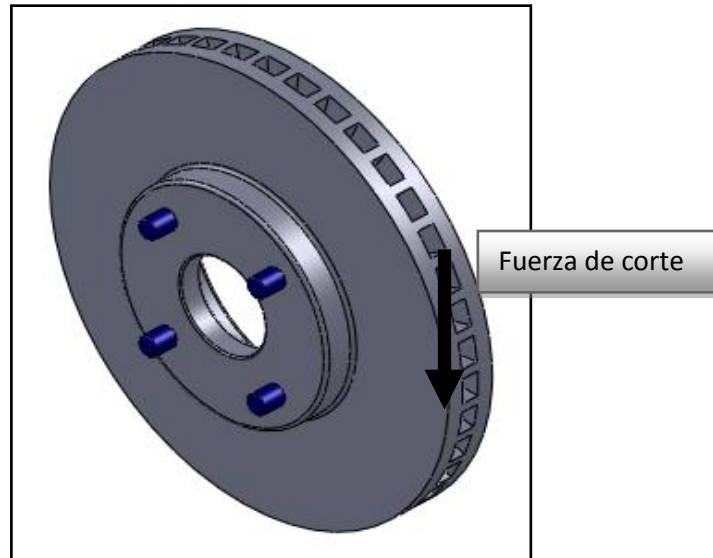
$$F = 87,24 \text{ [lbf]}$$

$$F = 389 \text{ [N]}$$

⁵ PARETO, Luis – *Formulario de tecnología mecánica* – 2da edición – pág. 104

2.2.2 Análisis de las fuerzas existentes en los discos de freno al girar el eje motriz

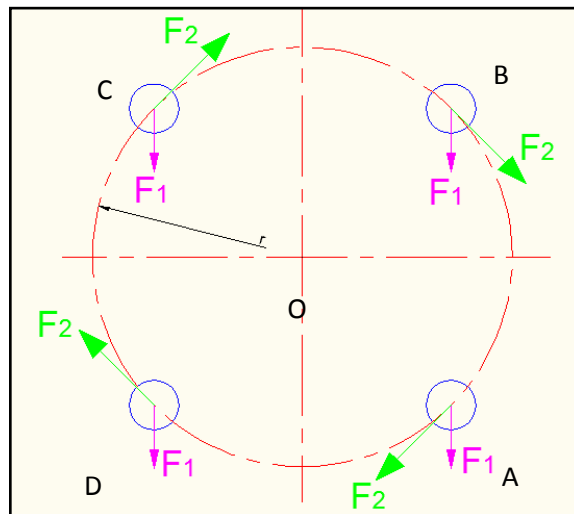
Este análisis se lo realiza con el fin de verificar que los espárragos de los discos soporten la fuerza de corte que se necesitará para realizar el rectificado.



Fuente: Los autores

Figura 2. 1 Fuerza de corte necesaria para el rectificado

Las fuerzas cortantes primarias y secundarias se grafican a continuación con las cuales se obtendrá la fuerza resultante mediante el método del paralelogramo.



Fuente: Los autores

Figura 2. 2 Fuerzas primarias y fuerzas secundarias (4 espárragos)

F_1 = fuerza primaria

F_2 =fuerza secundaria

El punto O representa el centroide del grupo, se grafica las fuerzas existentes en los pernos. La carga total tomada por cada perno se calculara en tres pasos.

En el primero el cortante V_1 se divide igualmente entre los pernos, de manera que en cada uno la $F_1= V_1/n$, donde (n) se refiere al número de pernos del grupo y la F_1 se llama carga directa o cortante primario.

$$V_1 = 389 \text{ [N]}$$

$$M = F \cdot d \quad \text{Ec. (7)}$$

$$M = 389 \text{ [N]} \cdot 0,1575 \text{ m} = 61,27 \text{ [Nm]}$$

r = es la distancia desde el centroide hasta el centro de cada perno

$$r = 49,957 \text{ mm}$$

Fuerza primaria⁶

$$F_1 = V_1 / n \quad \text{Ec. (8)}$$

$$F_1 = 389 \text{ [N]} / 4$$

$$F_1 = 97,25 \text{ [N]}$$

Carga del momento o cortante secundario⁷

Las fuerzas secundarias son las mismas en los 4 pernos; entonces tenemos:

$$F_2 = \frac{Mr}{4r^2} \quad \text{Ec. (9)}$$

$$F_2 = \frac{61,27 \text{ [Nm]}}{4(0,049957)^2 \text{ m}}$$

⁶ BUDYNAS, Richard G – NISBETT, J.Keith – RIOS SANCHEZ, Miguel Ángel, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va edición, McGraw Hill/interamericana editores S.A – México, 2008, p.440

⁷ Idem., p.441

$$F_2 = 306,61 \text{ [N]}$$

Punto A

$$F_1 = (0 ; -97,25) \text{ [N]}$$

$$F_2 = (-216,81 ; -216,81) \text{ [N]}$$

$$Fr = (-216,81 ; -314,06) \text{ [N]}$$

$$Fr = 381,63 \text{ [N]}$$

Punto B

$$F_1 = (0 ; -97,25) \text{ [N]}$$

$$F_2 = (216,81 ; -216,81) \text{ [N]}$$

$$Fr = (216,81 ; -314,06) \text{ [N]}$$

$$Fr = 381,63 \text{ [N]}$$

Punto C

$$F_1 = (0 ; -97,25) \text{ [N]}$$

$$F_2 = (216,81 ; 216,81) \text{ [N]}$$

$$Fr = (216,81 ; 119,56) \text{ [N]}$$

$$Fr = 247,6 \text{ [N]}$$

Punto D

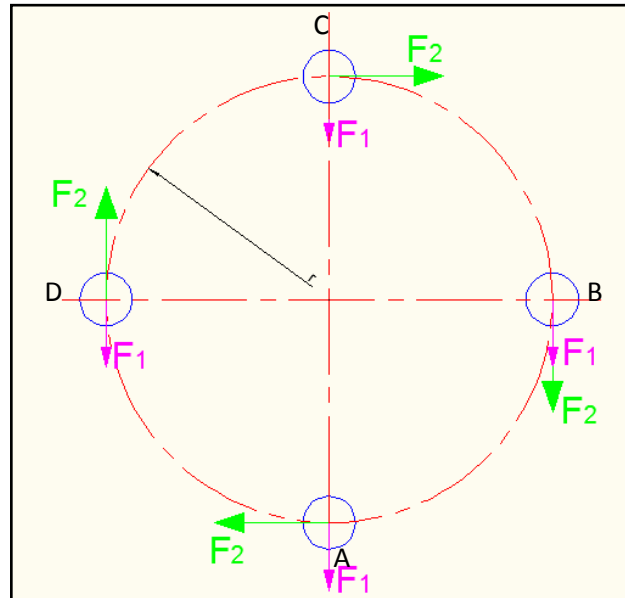
$$F_1 = (0 ; -97,25) \text{ [N]}$$

$$F_2 = (-216,81 ; 216,81) \text{ [N]}$$

$$Fr = (-216,81 ; 119,56) \text{ [N]}$$

$$Fr = 247,6 \text{ [N]}$$

Como se puede observar la mayor carga la recibe los pernos A y B, pero en este caso se trata de un movimiento rotatorio y por lo tanto además de esa posición, la cual ya fue analizada, existe otra con una fuerza resultante mayor a las ya obtenidas que a continuación detallo:



Fuente: Los autores

Figura 2. 3 Fuerzas primarias y secundarias (4 espárragos)

Con el mismo procedimiento anterior, se tiene que la mayor fuerza resultante es en el punto B.

Punto A

$$F_1 = (0 ; -97,25) \text{ [N]}$$

$$F_2 = (-306,61 ; 0) \text{ [N]}$$

$$Fr = (-306,61 ; -97,25) \text{ [N]}$$

$$Fr = 321,66 \text{ [N]}$$

Punto B

$$F_1 = (0 ; -97,25) \text{ [N]}$$

$$F_2 = (0 ; -306,61) [N]$$

$$Fr = (0 ; -403,86) [N]$$

$$Fr = 403,86 [N]$$

Punto C

$$F_1 = (0 ; -97,25) [N]$$

$$F_2 = (306,61 ; 0) [N]$$

$$Fr = (306,61 ; -97,25) [N]$$

$$Fr = 321,66 [N]$$

Punto D

$$F_1 = (0 ; -97,25) [N]$$

$$F_2 = (0 ; 306,61) [N]$$

$$Fr = (0 ; 208,75) [N]$$

$$Fr = 208,75 [N]$$

Se emplea la fuerza resultante mayor para obtener el esfuerzo cortante que actuará en los pernos, para el análisis de esfuerzo cortante se necesitará saber el área de esfuerzo cortante que en este caso será el diámetro menor de la rosca porque las fuerzas están actuando en las roscas de los espárragos.

Tenemos:

Perno M12 Grado 5

Diámetro menor = 76,3 mm² (ver anexo 2)

$$\tau = \frac{F}{As} \quad \text{Ec. (10)}$$

$$\tau = \frac{403,86 [N]}{7,63 \cdot 10^{-5} m^2}$$

$$\tau = 5,293 \text{ Mpa (Esfuerzo en cada perno)}$$

Ahora se analizara si el área de diámetro menor del perno nos resistiría la fuerza resultante de 403,86 [N], si llegara el caso de que los espárragos del disco de freno no existieran:

Sabemos que el esfuerzo permisible en cortante es 0,4 Sy (límite de fluencia) y mediante este obtendremos el diámetro menor que nos resistirá dicha fuerza:

$$[\tau] = \frac{F}{As} \quad \text{Ec. (11)}$$

$$As = \frac{F}{[\tau]}$$

Donde he escogido un perno SAE 2 con un contenido medio de carbono y con una resistencia a la fluencia (Sy) de 340 MPa (ver anexo 3) con este valor se obtiene el esfuerzo permisible por cortante:

$$[\tau] = 0,4 (Sy) \quad \text{Ec. (12)}$$

$$[\tau] = 0,4 (340 \text{ MPa})$$

$$[\tau] = 136 \text{ MPa}$$

Ahora se calculará el valor de área de sección transversal del perno que se necesitaría si no existiese los espárragos en los disco de freno:

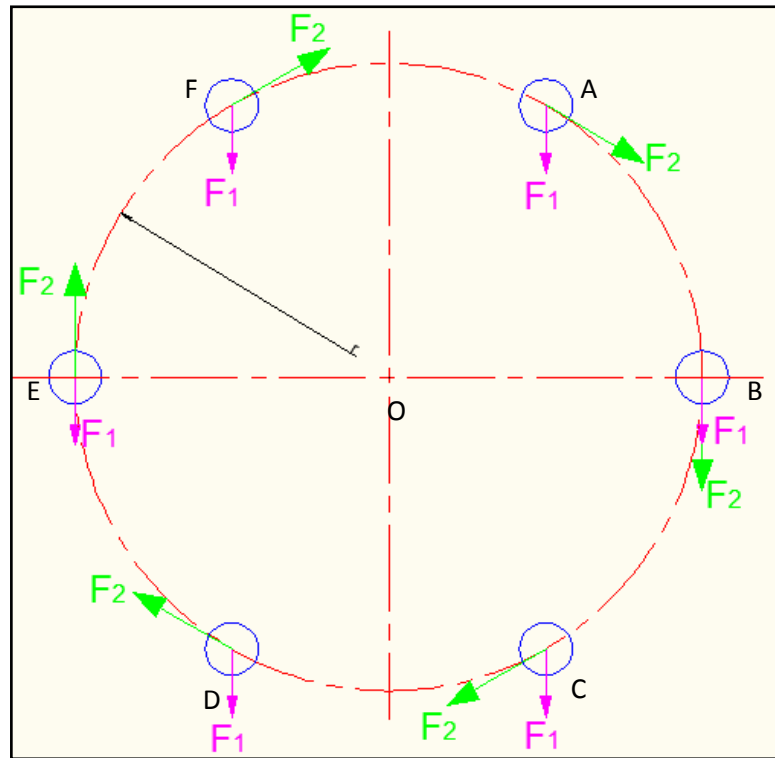
$$As = \frac{403,86 [N]}{136 \text{ MPa}} \quad \text{Ec. (13)}$$

$$As = 3 \text{ mm}^2$$

Esta área corresponde al perno necesario para soportar la carga de 403,86 [N] y el diámetro del perno nominal es de 3mm. (ver anexo 2)

Después de este análisis se debe considerar que los discos de freno no solo podrán venir de 4 espárragos, sino también de 5 y 6 espárragos, esto depende del tipo de exigencia en un auto.

A continuación se analiza el disco de freno con 6 espárragos y se determina las fuerzas resultantes existentes en los pernos.



Fuente: Los autores

Figura 2. 4 Fuerzas primarias y secundarias (6 espárragos)

Fuerza primaria

$$F_1 = V_1 / n$$

Ec. (14)

$$F_1 = 389 \text{ [N]} / 6$$

$$F_1 = 64,833 \text{ [N]}$$

Carga del momento o cortante secundario

Las fuerzas secundarias son las mismas en los 6 pernos; entonces se tiene que:

$$M = 61,27 \text{ [Nm]}$$

$$r = 0,07 \text{ m}$$

$$F_2 = \frac{Mr}{6r^2} \quad \text{Ec. (15)}$$

$$F_2 = \frac{61,27 \text{ [Nm]}}{6(0,07)m}$$

$$F_2 = 145,88 \text{ [N]}$$

Analizando los puntos se tiene que:

Punto A

$$F_1 = (0 ; -63,833) \text{ [N]}$$

$$F_2 = (126,335 ; -72,94) \text{ [N]}$$

$$Fr = (126,335 ; -136,773) \text{ [N]}$$

$$Fr = 186,191 \text{ [N]}$$

Punto B

$$F_1 = (0 ; -63,833) \text{ [N]}$$

$$F_2 = (0 ; -145,88) \text{ [N]}$$

$$Fr = (0 ; -209,713) \text{ [N]}$$

$$Fr = 209,713 \text{ [N]}$$

Punto C

$$F_1 = (0 ; -63,833) \text{ [N]}$$

$$F_2 = (-126,335 ; -72,94) \text{ [N]}$$

$$Fr = (-126,335 ; -136,773) \text{ [N]}$$

$$Fr = 186,191 \text{ [N]}$$

Punto D

$$F_1 = (0 ; -63,833) \text{ [N]}$$

$$F_2 = (-126,335 ; 72,94) \text{ [N]}$$

$$Fr = (-126,335 ; 9,107) \text{ [N]}$$

$$Fr = 126,662 \text{ [N]}$$

Punto E

$$F_1 = (0 ; -63,833) \text{ [N]}$$

$$F_2 = (0 ; 145,88) \text{ [N]}$$

$$Fr = (0 ; 82,047) \text{ [N]}$$

$$Fr = 82,047 \text{ [N]}$$

Punto F

$$F_1 = (0 ; -63,833) \text{ [N]}$$

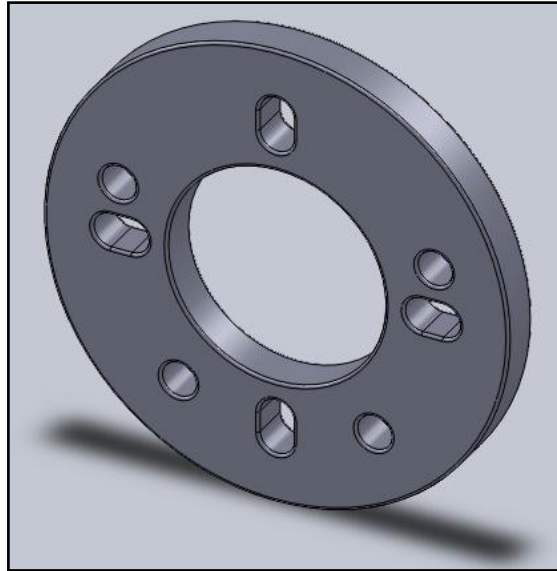
$$F_2 = (72,94 ; 126,335) \text{ [N]}$$

$$Fr = (72,94 ; 62,502) \text{ [N]}$$

$$Fr = 96,055 \text{ [N]}$$

Como se observa mientras mayor número de espárragos el esfuerzo en ellos es menor, con lo que para el análisis de la fuerza de corte requerida fue satisfactorio realizarlo con el disco de freno que posee menor número de espárragos, dado que los discos de 5 y 6 espárragos poseen una mayor resistencia al esfuerzo cortante.

2.2.3 Diseño del acople para disco de freno de autos Chevrolet



Fuente: Los autores

Figura 2. 5 Acople para autos de capacidad liviana

Para el diseño del acople se ha estudiado el diferente dimensionamiento que existe en el mercado ecuatoriano de acuerdo a las diferentes marcas de autos, esto es así que el acople de la figura 2. 5 anteriormente mostrada está diseñado para autos Chevrolet.

Ahora se tendrá que elegir el material más adecuado para su fabricación pero para esto se necesitará el estudio de esfuerzos existentes en el acople que a continuación se detalla.

Diseño del acople por aplastamiento, todos los pernos activos, este tipo de análisis se deberá realizarse con la mayor fuerza resultante de los pernos, que es la que ejercerá presión contra el acople.

2.2.4 Diseño por aplastamiento de elementos, todos los pernos activos

$F_r = 403,86 \text{ [N]}$ (Fuerza mayor obtenida por los espárragos de los discos de freno)

t = espesor de acople (este espesor fue escogido dado que la longitud del espárrago más pequeño de los discos analizados es de 22mm desde la superficie frontal de la campana del disco hasta el inicio de la rosca y por tanto se debe tener una longitud para la tuerca

que según el fabricante (ver anexo 4) es de 8,4 mm y además de esta longitud es necesario que sobresalga el tornillo en uno o dos hilos para que la longitud sea ideal.

d = diámetro del perno (diámetro menor de todos los espárragos analizados provenientes de los discos de freno).

ηd = factor de diseño.

Este factor de diseño fue obtenido mediante tablas (**ver anexo 5**) el cual no sugirió un factor de diseño de 2.

“ $\eta d = 2$ a 2,5 (Diseño de elementos de máquina bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos de diseño)”.⁸

S_y = Resistencia a la fluencia (elemento)

En este caso se ha escogido AISI 1018 dado que este tiene un $S_y = 235 \text{ N/mm}^2$ y además es resistente a desgaste. (**Ver anexo 6**)

$$\sigma = \frac{F}{t*d} = \frac{(S_y)_{elemento}}{\eta d} \quad \text{Ec. (16)}$$

$$F = \frac{(S_y)_{elemento} * t * d}{\eta d}$$

$$F = \frac{235 \text{ MN} * 0,01 \text{ m} * 0,01035 \text{ m}}{m^2 * 2}$$

$$F = 0,0141 \text{ [MN]}$$

$$F = 14100 \text{ [N]}$$

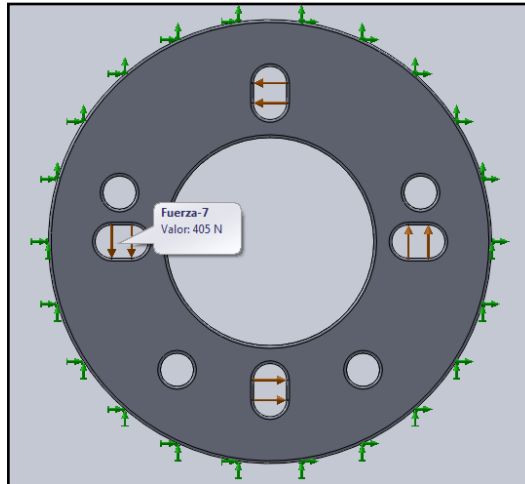
Como se observa el acero AISI 1018 es suficiente para el trabajo que se requiere ejecutar, este acero es común en mercado, es un acero de transmisión y además es de bajo costo.

⁸ MOTT, Robert , *Diseño de elementos de máquinas*, 4ta edición, Pearson Educación, 2006, pág. 185

2.2.5 Simulación de esfuerzos y desplazamientos ocurridos por las fuerzas aplicadas

El software a utilizar es el programa de diseño paramétrico 3D SOLID WORKS, este software es capaz de simular las fuerzas existentes y realizar un análisis de elementos finitos.

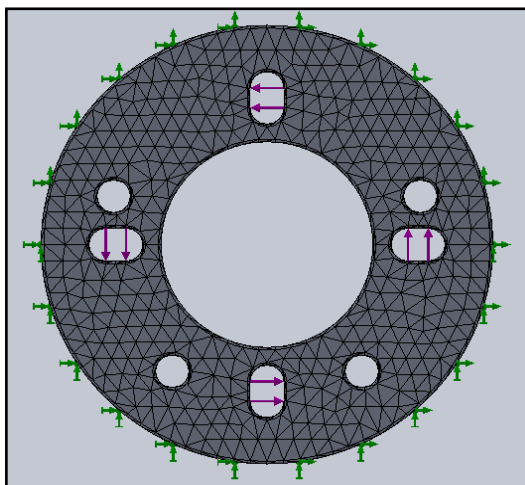
- Aplicación de fuerzas



Fuente: Los autores

Figura 2. 6 Aplicación de fuerzas

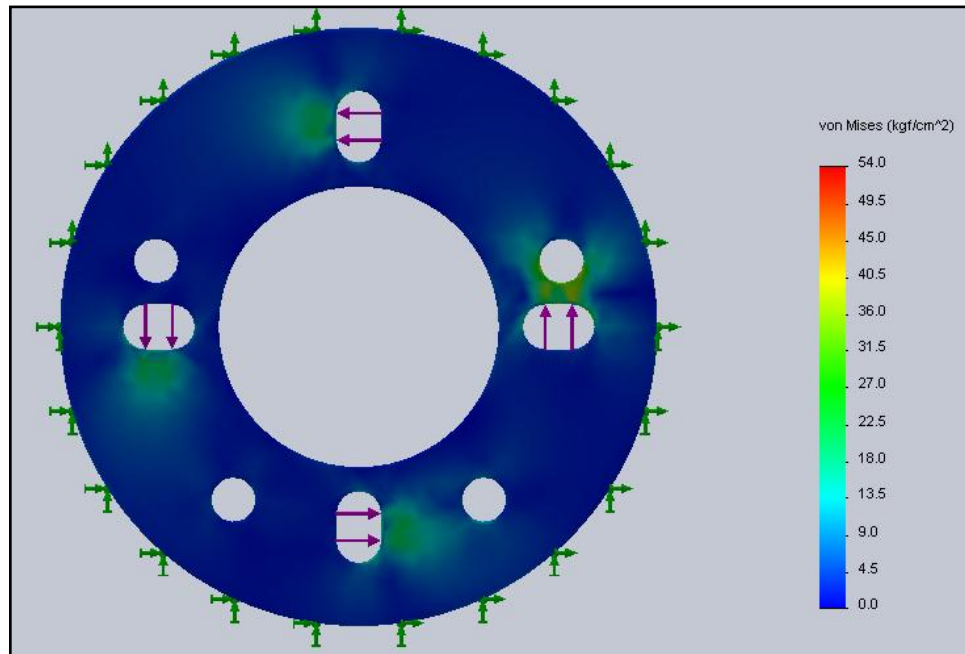
- Mallado del elemento



Fuente: Los autores

Figura 2. 7 Creación del mallado

- Análisis de esfuerzos y desplazamientos



Fuente: Los autores

Figura 2. 8 Simulación de esfuerzos

Como se observa en la figura anterior los resultados de esfuerzos no afectan al diseño, dado que el cambio de coloración significa en qué lugar los esfuerzos deben ser analizados para el cambio del diseño, pero en este caso no existe ningún problema con el diseño y el material escogido para la fabricación de este acople es el correcto.

2.3 Cálculo del motor-reductor

2.3.1 Cálculo de la velocidad de corte



Fuente: Catálogo Motores ortogonales Motovario

Figura 2.9 Moto-reductor utilizado

El cálculo del motor que se utilizará en nuestra máquina para el rectificado de los discos de freno:

Para realizar el mismo se empleará los siguientes datos:

- Presión específica (Ks) para el torneado en fundición gris
- Profundidad máxima del rectificado (a)
- Velocidad de corte (Vc)
- El avance de la herramienta (s)

Como primer paso se obtiene la velocidad de corte, a continuación se detalla:

$$V_c = \frac{D \times \pi \times n}{1000}$$

Siendo D = diámetro de la pieza (mm), en este caso como deseamos obtener la potencia del motor, se lo hará con el máximo diámetro a rectificar.

n = numero de revoluciones a trabajar (rpm)

$$V_c = \frac{315 \times \pi \times 100}{1000}$$

$$Vc = 98,96 \text{ m/min}$$

Mediante tablas se determina el avance que debe tener una fundición gris de 180 HB de dureza.

$$s = 0,2 \text{ mm/ rev}$$

2.3.2 Cálculo de la potencia requerida ⁹

Para obtener la potencia necesaria se la calculará con la siguiente fórmula:

$$P = \frac{Ks * s * a * Vc}{4500 * n} \quad \text{Ec. (17)}$$

Donde:

a = profundidad del rectificado, en este caso como para calcular la potencia del motor se lo realizara con la máxima profundidad que es 0,6 mm, pero como el rectificado se lo hará por ambos lados; entonces la profundidad máxima será 1,2mm.

Ks = será obtenida mediante tablas

“n = rendimiento de la máquina. Este rendimiento varía con el tipo de máquina, de modo que trabajando a plena carga, en tornos y taladradoras puede llegar de 80 a 85 %” ¹⁰

$$P = \frac{165 \frac{Kgf}{mm^2} * 0,2 \frac{mm}{rev} * 1,2 \text{ mm} * 98,96 \frac{m}{min}}{4500 * 0.85}$$

$$P = 1,024 \text{ cv}$$

$$P = 1 \text{ hp}$$

Esta potencia será para el rectificado del disco, pero se debe tomar en cuenta que nuestra máquina necesitará ¼ de hp para el arranque; por lo tanto esta potencia obtenida se la sumará el ¼.

Entonces tenemos:

⁹ PARETO, Luis – *Formulario de tecnología* – 2da edición – pág. 107

¹⁰ Idem., p. 107

$P_{\text{total}} = \text{Potencia para el rectificado} + \text{potencia requerida para el arranque}$

$P_{\text{total}} = 1 \text{ hp} + 0.25 \text{ hp}$

Potencia final = $1 + 0,25\text{hp} = 1,25 \text{ hp} \approx 1,5 \text{ hp}$

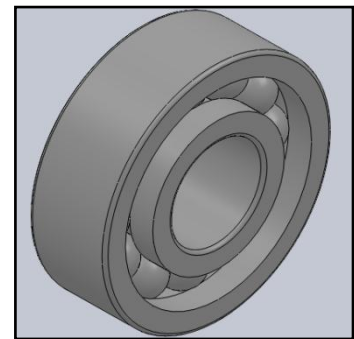
2.4 Diseño del mecanismo móvil el cual hará girar el eje del auto

Para el diseño de este mecanismo hemos elegido un tubo redondo de diámetro 220 mm x 250 mm de longitud x 9.5 de espesor para el cual este soporte tendrá una parte móvil y otra fija.

Este tubo con el diámetro antes mencionado fue escogido en base al tamaño del acople universal el cual tiene la función de ensamblarse con el disco de freno para posteriormente hacer girar el eje principal del automóvil, en lo que tiene que ver con la longitud del mismo, se basó en el mecanismo de los útiles de corte el cual irá situado allí, y por último el espesor fue escogido por el mercado, dado que un tubo de esas dimensiones existe solo en espesores mayores a 9,5mm.

La parte móvil hará girar al eje del auto y la parte fija estará encargada de soportar el mecanismo de las cuchillas rectificadoras y además la fuerza necesaria para el rectificado. Para realizar la parte móvil será necesario utilizar un rodamiento SKF 61828 con las siguientes características (ver anexo 25):

- Diámetro externo: 175 mm
- Diámetro interno: 140 mm
- Espesor: 18 mm
- Capacidad de carga dinámica: 39700 [N]
- Capacidad de carga estática : 35500 [N]
- Capacidad de carga estática : 35500 [N]

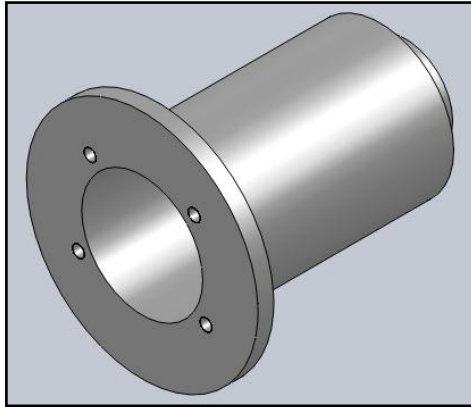


Fuente: Los autores

Figura 2.10 Rodamiento SKF 61828

Este rodamiento fue escogido por sus medidas, posteriormente se lo analizará para saber que fuerzas influyen en este.

2.4.1 Mecanismo Móvil



Fuente: Los autores

Figura 2. 11 Vista en corte del eje móvil

Este diseño debe cumplir el objetivo de soportar el esfuerzo por torsión, y la resistencia por fatiga.

La mayoría de los ejes transmiten el par de torsión solo a través de una parte de ellos, con frecuencia el par de torsión es relativamente constante en un estado de operación estable. El esfuerzo cortante debido a la torsión será mayor en superficies exteriores.

Los momentos flexionantes sobre un eje pueden determinarse mediante diagramas de cortante y momento flexionante.

Este eje será diseñado por torsión, el análisis de la torsión de un eje circular hueco es casi idéntico al de una barra sólida.

A continuación se diseñará este eje por torsión:

$$\tau_{max} = \frac{T \cdot r}{I_p} \quad 11 \quad \text{Ec. (18)}$$

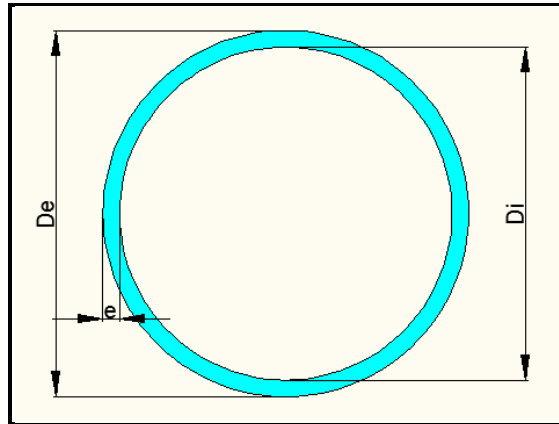
Esta es la fórmula para obtener el esfuerzo cortante máximo que soportará el eje.

Donde:

¹¹ BUDYNAS, Richard G – NISBETT, J.Keith – RIOS SANCHEZ, Miguel Ángel, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va edición, McGraw Hill/interamericana editores S.A – México, 2008, p.96

- I_p = Momento polar de inercia
- T = Torque máximo
- r = radio exterior

$$I_p = \frac{\pi}{32}(d_e^2 - d_i^2) \quad \text{Ec. (19)}$$



Fuente: Los autores

Figura 2. 12 Esquema del eje hueco

$$I_p = \frac{\pi}{32}((140\text{mm})^2 - (115\text{mm})^2)$$

$$I_p = 20543991.1 \text{ mm}^4 = 2.05439 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

El torque máximo es aquel que me proporciona el motor y está ligado con la potencia y la velocidad angular del motor.

$$T = \frac{P \times 33000}{2\pi n} \quad \text{Ec. (20)}$$

$$T = \frac{2hp \times 33000}{2\pi 100 \text{rpm}}$$

$$T = 105.04 \text{ lbf} - \text{ft} = 142.41 \text{ N} - \text{m}$$

Entonces;

$$\tau_{max} = \frac{142.41[\text{Nm}] \times 0.07 \text{ m}}{2.05439 \times 10^{-5} \text{ m}^4}$$

$$\tau_{max} = 485.24 \text{ KPa}$$

Para este eje se considera un acero AISI 1018 ya que su $S_y = 235 \text{ Mpa}$ y su esfuerzo permisible al cortante es $0.4 S_y$.

$$[\tau_{admisible}] = 0.4(235 \text{ Mpa}) \quad \text{Ec. (21)}$$

$$[\tau_{admisible}] = 94 \text{ Mpa}$$

En relación con el ángulo de torsión máximo se tiene:

$$\theta_{max} = \frac{T}{G \cdot I_p} \quad \text{Ec. (22)}$$

$$\theta_{max} = \frac{142.41 [\text{Nm}]}{0.81 \times 10^{-5} \text{ m}^4 * 7.8 \times 10^{10} \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}$$

$$\theta_{max} = 8.8840 \times 10^{-5} \frac{1}{\text{m}}$$

Este ángulo está por unidades de longitud, lo que quiere decir que se debe multiplicar por la longitud total del eje.

$$\Theta = 8.8840 \times 10^{-5} \frac{1}{\text{m}} * 0.230 \text{ m}$$

$$\Theta = 1.7768 \times 10^{-5} \text{ rad}$$

Este eje móvil en un extremo posee un diámetro interior diferente al del otro extremo, esto se da por cuestiones de diseño de los discos de freno de los diferentes autos, como ya se había mencionado al extremo donde irá el acople universal se utilizará un rodamiento SKF 61828, en el otro extremo por motivo de economía se empleará un rodamiento un poco menor al antes mencionado, se comprobará el correcto diseño del eje móvil por torsión pero en esta vez se analizará el extremo donde irá posicionado el eje transmisor de potencia.

$$\tau_{max} = \frac{16T \cdot d_e}{\pi(d_e^4 - d_i^4)} \quad \text{Ec. (23)}$$

Donde:

d_e = diámetro exterior

d_i = diámetro interior

T es el torque del motor.

$$\tau_{max} = \frac{16(142,41[N \cdot m] * 0,060m)}{\pi((0,060m)^4 - (0,035m)^4)}$$

$$\tau_{max} = 4 \text{ MPa}$$

En comparación con el esfuerzo admisible (94 MPa) el diseño esta correcto, el rodamiento a utilizar será SKF 6012 (ver anexo 26) con las siguientes características:

- Diámetro externo: 95 mm
- Diámetro interno: 60 mm
- Espesor: 18 mm
- Capacidad de carga dinámica: 29600 [N]
- Capacidad de carga estática : 18300 [N]

Estos rodamientos (SKF 61828, y SKF 6012) son utilizados por geometría más que por capacidad de carga.

Diseño por fatiga:

Es necesario que el eje móvil sea diseñado por fatiga, ya que posee cargas cíclicas, diferentes escalones donde existirá concentración de esfuerzos. Con esto se garantizará el correcto funcionamiento del eje móvil.

Material a utilizar es AISI 1018; $S_{ut} = 341 \text{ MPa}$

La fórmula para el diseño por fatiga es la siguiente:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e' \quad ^{12} \quad \text{Ec. (24)}$$

Donde:

S_e = límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

S_e' = Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria.

Factor de superficie k_a

$$k_a = a S_{ut}^b \quad (\text{Ver anexo 7}) \quad \text{Ec. (25)}$$

$$k_a = 4,51(341 \text{ MPa})^{-0,265}$$

$$k_a = 0,96$$

Factor de tamaño k_b

$$k_b = 1,51 * d^{-0,107} \quad \text{Ec. (26)}$$

Donde:

$$d = 60\text{mm}$$

$$k_b = 1,51 * (60)^{-0,107}$$

$$k_b = 0,97$$

Factor de carga

$$k_c = 0,59 \text{ (torsión)}$$

Factor de temperatura (ver anexo 8)

$$k_d = 1$$

Factor de efectos varios (esfuerzo cortante torsional k_{fs})

¹² BUDYNAS, Richard G – NISBETT, J.Keith – RIOS SANCHEZ, Miguel Ángel, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va edición, McGraw Hill/interamericana editores S.A – México, 2008, p.279

$$k_{fs} = 1 + q_{\text{cortante}} (k_{ts} - 1) \quad \text{Ec. (27)}$$

$q = 0,65$; Donde el radio de la muesca es de 2mm (ver anexo 9)

$$k_{ts} = 1,88 \text{ (anexo 10)}$$

$$k_{fs} = 1,57$$

Factor de confiabilidad

$$k_e = \frac{1}{k_f} \quad \text{Ec. (28)}$$

$$k_e = \frac{1}{1,57}$$

$$k_e = 0,64$$

Resistencia a la fatiga de una muestra en la viga rotatoria

$$S_e' = 0,5 S_{ut} \quad \text{Ec. (29)}$$

$$S_e' = 0,5 (341 \text{ Mpa})$$

$$S_e' = 170,5 \text{ Mpa}$$

Resistencia a la fatiga de un elemento mecánico

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e'$$

$$S_e = (0,96)(0,97)(0,59)(1)(0,64)(1,57)(170,5)$$

$$S_e = 94,12 \text{ MPa}$$

$$\tau = k_{fs} * \frac{16 * T * d_e}{\pi (d_e^4 - d_i^4)} \quad \text{Ec. (30)}$$

Donde:

d_e = diámetro exterior del cilindro hueco, este es el menor de los diámetros exteriores del cilindro hueco.

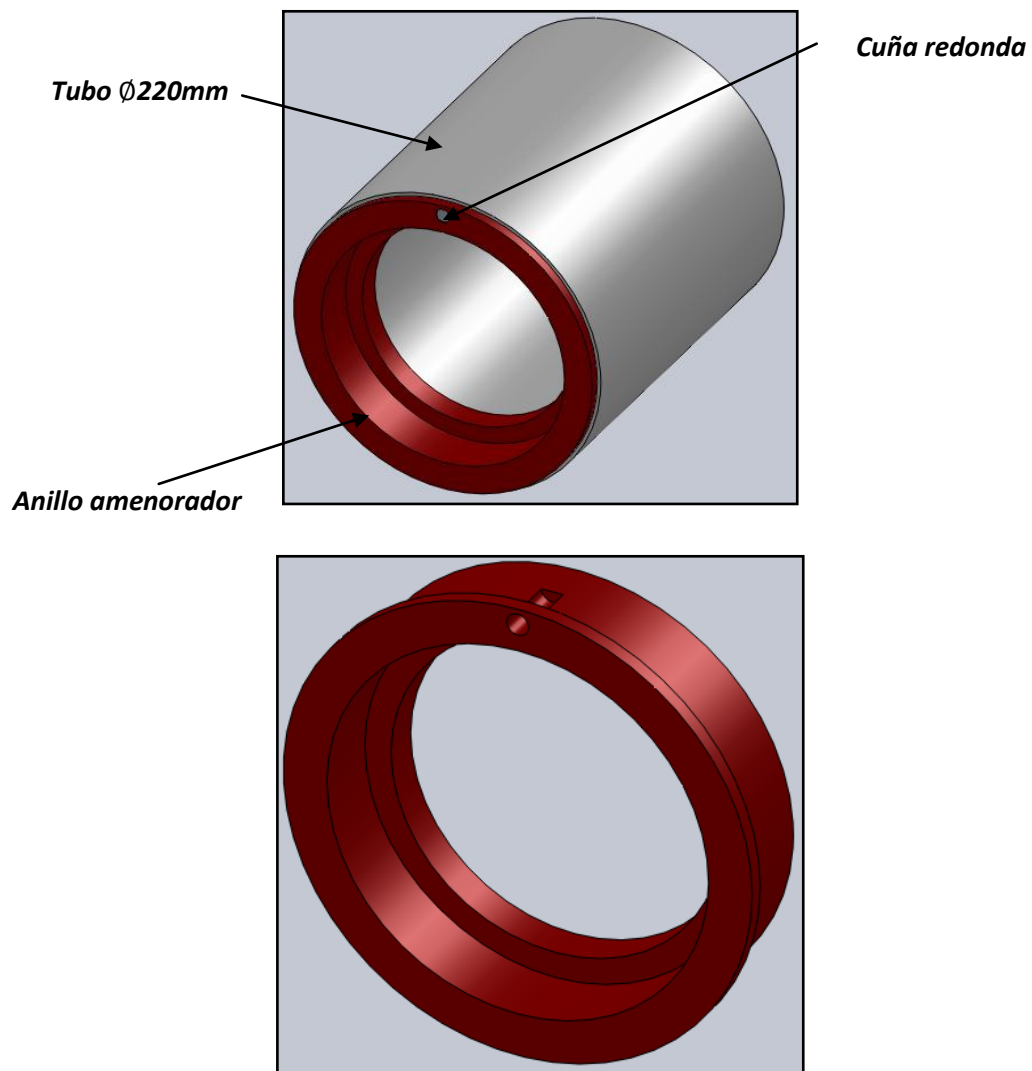
d_i = diámetro interior del cilindro hueco, este diámetro es donde irá posicionado el eje que transmitirá la potencia al eje móvil.

T = Torque del motor

$$\tau = 1,57 * \frac{16 * (100[N - m]) * 0,060m}{\pi(0,060^4 - 0,035^4)}$$

$$\tau = 4,2 MPa$$

2.4.2 Diseño del anillo bocín de diámetro



Fuente: Los autores

Figura 2. 13 Anillo bocín de diámetro

Este anillo ira dentro del tubo de diámetro de 220 mm, este tiene el objetivo de disminuir el diámetro para que ingrese el rodamiento el cual será uno de los accesorios para mover el eje principal del auto, este anillo será fabricado con un ajuste apriete y además estará sujeto al tubo mediante 1 cuña de sección transversal circular, a continuación se diseñará la cuña para que soporte 2 hp de potencia.

2.4.2.1 Diseño chaveta para anillo bocín de diámetro

Se debe obtener el par de torsión que el motor está proporcionando:

$$\text{Potencia} = \frac{2 \pi n T}{33000} ; \quad \text{Ec. (31)}$$

Donde:

n = revoluciones por minuto

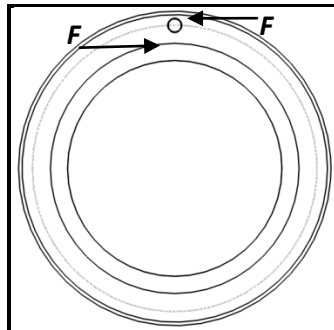
T = Torque en lbf – ft

P = Potencia en hp

$$T = \frac{P * 33000}{2 \pi n}$$

$$T = \frac{2hp * 33000}{2 \pi 120rpm}$$

$$T = 87,53 \text{ lbf} - ft = 118,68 \text{ [N-m]}$$



Fuente: Los autores

Figura 2. 14 Fuerzas que actúan en la cuña

La fuerza en la superficie del eje es:

$$F = \frac{T}{r} \quad \text{Ec. (32)}$$

Donde:

T = es el torque que proporciona un motor de 2hp.

r = el radio donde se encuentran la cuña (0.100475 m = 0,3296 ft)

$$F = \frac{87.53 \text{ lbf} - ft}{0,3296 \text{ ft}}$$

$$F = 265,56 \text{ lbf} = 1181,26 \text{ [N]}$$

Mediante la teoría de la energía de distorsión, la resistencia a la fluencia cortante es:

$$[\tau] = 0.577 S_y \quad \text{Ec. (33)}$$

Donde:

$[\tau]$ = esfuerzo permisible al cortante

S_y = Resistencia a la fluencia

La fabricación de la cuña de sección circular se lo realizará de un acero bajo en contenido de carbono el cual es AISI 1018, el cual sus características son:

$$S_y = 35 \text{ Kpsi} = 235 \text{ MPa}$$

$$[\tau] = 0.577 (35 \text{ kpsi})$$

$$[\tau] = 20.195 \text{ Kpsi} = 139,22 \text{ MPa}$$

La falla a lo largo del área de la cuña ($a*b$) donde a es el diámetro y b es la longitud de

$$\text{la cuña, creará un esfuerzo de } \tau = \frac{F}{\phi * l} \quad \text{Ec. (34)}$$

Las dimensiones de la cuña fueron escogidas en base a la longitud del anillo bocín, y para el diámetro se toma en cuenta el diámetro interior del tubo donde se alojará el anillo y el diámetro exterior de este donde se alojara el tubo.

$$\text{Área de la cuña} = a * b \quad \text{Ec. (35)}$$

$$A = 9,5\text{mm} * 20\text{mm}$$

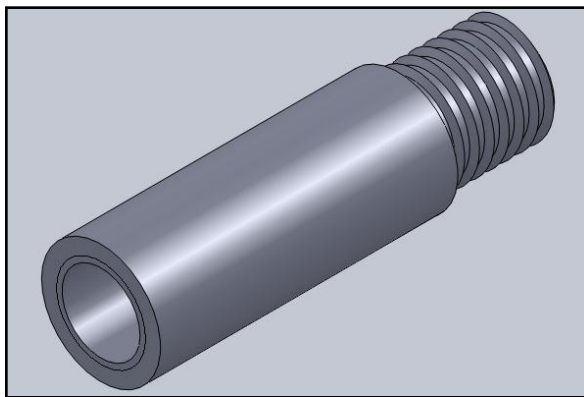
$$A = 190 \text{ mm}^2$$

$$\tau = \frac{256.56 \text{ lbf}}{0.375 \text{ pulg} * 0.787 \text{ pulg}}$$

$$\tau = 899.82 \text{ psi} = 6203,35 \text{ KPa}$$

Como se puede observar una cuña de 9,5mm (3/8 inch) de diámetro por 20mm (0.787 inch) de longitud es suficiente para transmitir 2hp de potencia a 120 rpm.

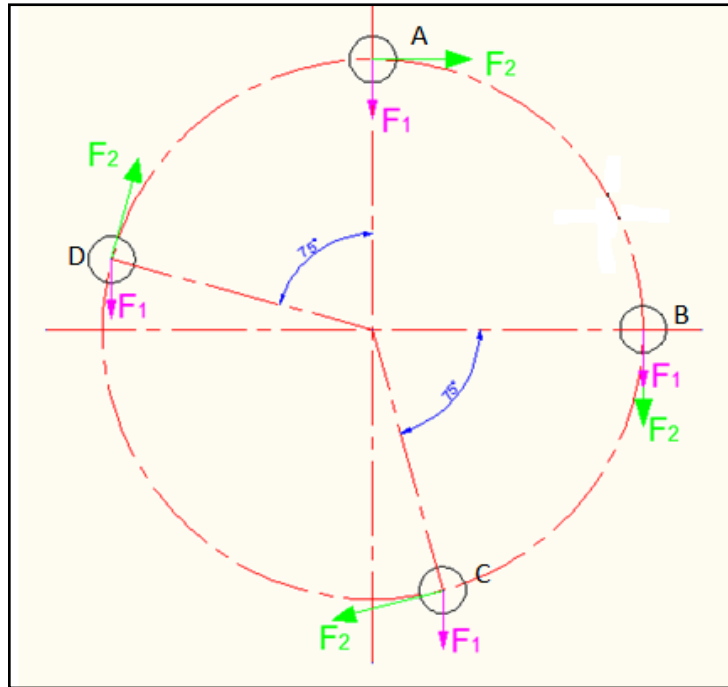
2.4.3 Diseño de los espárragos conectores



Fuente: Los autores

Figura 2. 15 Espárrago conector

El espárrago conector es el que ensambla el eje móvil con el acople para los discos de freno, este será diseñado por fatiga ya que existe una fuerza por flexión y además una muesca que es en donde se producirá una concentración de esfuerzos.



Fuente: Los autores

Figura 2. 16 Fuerzas que actúan en el eje móvil debido a los espárragos conectores.

$$V_1 = 389 \text{ [N]}$$

$$M = F \cdot d$$

$$M = 389 \text{ [N]} \cdot 0,1575 \text{ m} = 61,27 \text{ [Nm]}$$

r = es la distancia desde el centroide hasta el centro de cada perno

$$r = 70 \text{ mm}$$

Fuerza primaria

$$F_1 = V_1 / n$$

Ec. (36)

$$F_1 = 389 \text{ [N]} / 4$$

$$F_1 = 97,25 \text{ [N]}$$

Carga del momento o cortante secundario

Las fuerzas secundarias son las mismas en los 4 pernos; entonces tenemos:

$$F_2 = \frac{Mr}{4r^2} \quad \text{Ec. (37)}$$

$$F_2 = \frac{61,27 \text{ [Nm]}}{4(0,07)m}$$

$$F_2 = 218,82 \text{ [N]}$$

Fuerzas resultantes en cada agujero:

Punto B

$$F_1 = (0 ; -97,25) \text{ [N]}$$

$$F_2 = (0 ; -218,82) \text{ [N]}$$

$$Fr = (0 ; -316,07) \text{ [N]}$$

$$Fr = 316,07 \text{ [N]}$$

Punto C

$$F_1 = (0 ; -97,25) \text{ [N]}$$

$$F_2 = (-211,36 ; -56,634) \text{ [N]}$$

$$Fr = (-211,36 ; -153,884) \text{ [N]}$$

$$Fr = 261,44 \text{ [N]}$$

Punto A

$$F_1 = (0 ; -97,25) \text{ [N]}$$

$$F_2 = (218,82 ; 0) \text{ [N]}$$

$$Fr = (218,82 ; -97,25) \text{ [N]}$$

$$Fr = 239,46 \text{ [N]}$$

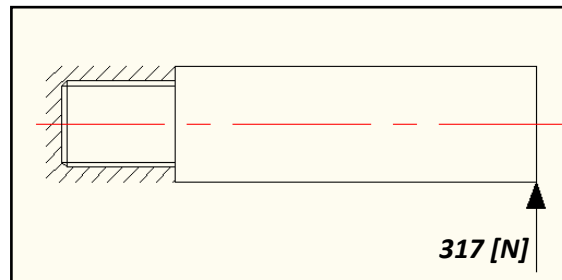
Punto D

$$F_1 = (0 ; -97,25) \text{ [N]}$$

$$F_2 = (56,634 ; 211,363) \text{ [N]}$$

$$F_r = (56,634 ; 114,113) \text{ [N]}$$

$$F_r = 127,393 \text{ [N]}$$



Fuente: Los autores

Figura 2. 17 Fuerza ejercida en el espárrago conector

Material a utilizar es AISI 1018

$$S_{ut} = 341 \text{ MPa}$$

Diseño por fatiga

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e'$$

Factor de superficie k_a

$$k_a = a S_{ut}^b \text{ (Valores de a y b Tabla 6-2)}$$

$$k_a = 4,51(341 \text{ MPa})^{-0,265}$$

$$k_a = 0,96$$

Factor de tamaño k_b

$$k_b = \left(\frac{d}{7,62} \right)^{-0,107}$$

Ec. (38)

$$k_b = \left(\frac{12mm}{7,62} \right)^{-0,107}$$

$$k_b = 0,952$$

Factor de carga

$$k_c = 1$$

Factor de temperatura

$$k_d = 1$$

Factor de efectos varios

$$k_f = 1 + q (k_t - 1)$$

$$q = 0,65 \text{ (ver anexo 11)}$$

$$k_t = 1,7 \text{ (ver anexo 12)}$$

$$k_f = 1,455$$

Factor de confiabilidad

$$k_e = \frac{1}{k_f}$$

$$k_e = \frac{1}{1,455}$$

$$k_e = 0,687$$

Resistencia a la fatiga de una muestra en la viga rotatoria

$$S_e' = 0,5 S_{ut}$$

$$S_e' = 0,5 (341 \text{ Mpa})$$

$$S_e' = 170,5 \text{ Mpa}$$

Resistencia a la fatiga de un elemento mecánico

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e'$$

$$S_e = (0,96)(0,952)(1)(1)(0,687)(1,455)(170,5)$$

$$Se = 155,76 \text{ Mpa}$$

Esfuerzo en el espárrago conector

$$\sigma = kf \frac{32 M}{\pi d^3} \quad \text{Ec. (39)}$$

$$\sigma = 1,455 \left(\frac{32 (15,85) [N - m]}{\pi (0,012)^3} \right)$$

$$\sigma = 135,94 \text{ MPa}$$

Tenemos:

- $\sigma_{max} > Se$ (El elemento tiene vida finita)
- $\sigma_{max} < Se$ (El elemento tiene vida infinita)

Como se puede observar la geometría del perno ensamblador y el material escogido esta correcto.

En el siguiente paso se analizá la rosca del espárrago que M12 por el método de la **rigidez del sujetador (kb)**¹³:

Esta conexión está sometida a tensión y no se utiliza tuerca en el otro extremo del perno por lo que el sujetador deberá ser rígido.

$$kb = \frac{Ad \cdot At \cdot E}{(Ad \cdot lt) + (At \cdot ld)} \quad \text{Ec. (40)}$$

Donde:

Ad = Área del diámetro mayor del sujetador

At = Área de esfuerzo sometida a tensión (anexo 2 - anexo 13)

lt = Longitud de la parte roscada de agarre. (Ver anexo 14)

ld = Longitud de la parte sin rosca en agarre. (Ver anexo 14)

¹³ BUDYNAS, Richard G – NISBETT, J.Keith – RIOS SANCHEZ, Miguel Ángel, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va edición, McGraw Hill/interamericana editores S.A – México, 2008, p.412

$$kb = \frac{113,09mm^2 * 84,3mm^2 * 2,07x10^{-4}GN}{mm^2(113,09mm^2 * 5mm) + (84,3mm^2 * 1mm)}$$

$$kb = \frac{1,9734 mm^4GN}{649,75mm^5}$$

$$kb = 3,0376x10^{-3} \frac{GN}{m} = 3037,629 \frac{KN}{m}$$

Este sujetador será fabricado de un acero AISI 1018, por tanto es un perno SAE GRADO 1 con una resistencia de prueba mínima la cual será analizada para saber si resiste al esfuerzo a tensión.

$$\sigma = \frac{F}{At}$$

Donde F es la fuerza que se ejerce en el perno.

At = Área de esfuerzo sometida a tensión

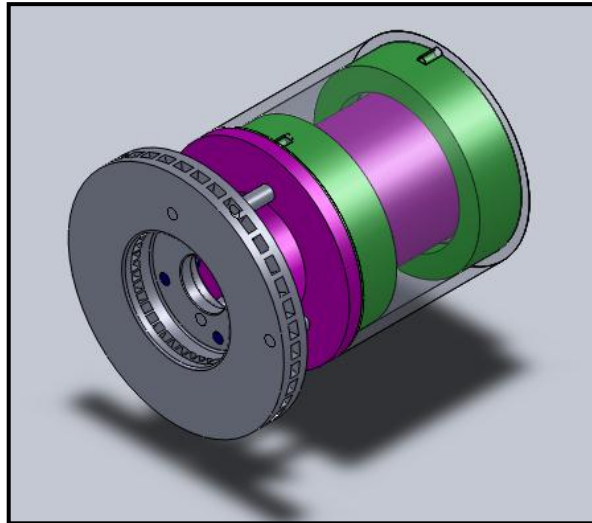
$$\sigma = \frac{317[N]}{84,3mm^2}$$

$$\sigma = 3,76 MPa$$

Sp = Resistencia de prueba mínima (anexo 3)

Sp = 225 MPa por lo que se concluye que el perno diseñado es óptimo para soportar el esfuerzo antes mencionado.

La vista en conjunto del mecanismo el cual se encargará de hacer girar el eje del auto es el siguiente:



Fuente: Los autores

Figura 2. 18 Conjunto de mecanismo móvil

2.5 Diseño del mecanismo de sujeción y avance de los útiles de corte utilizadas para el rectificado de los discos de freno.

2.5.1 Diseño del tornillo para el avance transversal (rectificado de caras) del disco de freno

Este tornillo posee la característica de ser rosca cuadrada, ya que los tornillos rosca cuadrada son considerados como tornillo de potencia, con este cálculo se ratifica que el tornillo resista la fuerza necesaria para el avance de la herramienta para el respectivo rectificado.

La fuerza principal de corte F (sección 2.2.1) es la que efectúa el trabajo de arranque de viruta, en este proceso existen otras fuerzas que actúan pero en menor proporción, por ocasiones existen autores que desprecian estas fuerzas por ser muy pequeñas en comparación con la fuerza de corte pero para este cálculo es necesario tomarlas en cuenta y estas son: F_s (fuerza que actúa sobre el soporte de la herramienta) y F_a (fuerza de avance de la herramienta), a F_s se le considera de $0,3 - 0,5 F$ y a F_a se le considera de $0,12 - 0,25 F$.

“Vale la pena aclarar que estas fuerzas también intervienen para el cálculo de la potencia requerida del motor, es decir la resultante de F , F_s , F_a da la fuerza total que actúa sobre la pieza al mecanizarla”.¹⁴

Entonces tenemos:

$$F_a = 0,25 F \quad \text{Ec. (41)}$$

$$F_a = 0,25 (389 \text{ [N]})$$

$$F_a = 97,25 \text{ [N]}$$

De acuerdo a límites en dimensiones se ha escogido un tornillo con las siguientes características y entonces el objetivo es comprobar que este tornillo fabricado del material que a continuación se detallará resista los esfuerzos que aparecerán al desplazar las cuchillas por las caras del disco:

- Tornillo rosca cuadrada de paso 4mm (una entrada)
- Diámetro exterior 15mm

2.5.1.1 Fuerza necesaria para hacer girar el tornillo (Pr)¹⁵

$$Pr = \frac{F \left(\frac{l}{\pi * dm} \right) + f}{1 - \left(\frac{fl}{\pi * dm} \right)} \quad \text{Ec. (42)}$$

Donde f es el coeficiente de fricción (**ver anexo 15**) que para este caso se ha tomado que el tornillo sea de acero – aceite para máquina y la tuerca de bronce, l es el paso de la rosca (avance), dm es mi diámetro medio y F es la fuerza que actúa en el tornillo.

$$dm = d - p/2 \quad \text{Ec. (43)}$$

¹⁴ PARETO, Luis – *Formulario de tecnología* – 2da edición – pág. 107

¹⁵ BUDYNAS, Richard G – NISBETT, J.Keith – RIOS SANCHEZ, Miguel Ángel, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va edición, McGraw Hill/interamericana editores S.A – México, 2008, p.402

donde:

d= diámetro exterior

p= paso

Entonces tenemos:

$$d_m = 15\text{mm} - 4/2\text{mm}$$

$$d_m = 13\text{mm}$$

$$Pr = \frac{97,25[N] \left(\frac{4\text{mm}}{\pi * 13\text{mm}} \right) + 0,16}{1 - \left(\frac{0,16 * 4\text{mm}}{\pi * 13\text{mm}} \right)}$$

$$Pr = 9,677 \text{ [N]}$$

Ahora calcularemos el par de torsión necesario para girar el tornillo y posteriormente desplazar las cuchillas para el rectificado:

$$Tr = \frac{F * d_m}{2} * \left(\frac{l + \pi f d_m}{\pi d_m - f l} \right) \quad 16 \quad \text{Ec. (44)}$$

$$Tr = \frac{97,25[N] * 0,013}{2} * \left(\frac{0,004\text{m} + \pi * 0,16 * 0,013\text{m}}{\pi * 0,013\text{m} - 0,16 * 0,004\text{m}} \right)$$

$$Tr = 0,1656 \text{ [N-m]}$$

Ahora se verificará que el tornillo sea auto bloqueante, para se propone la siguiente relación:

$$\pi f d_m > l \quad 17 \quad \text{Ec. (45)}$$

$$6,534 > 4$$

¹⁶ BUDYNAS, Richard G – NISBETT, J.Keith – RIOS SANCHEZ, Miguel Ángel, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va edición, McGraw Hill/interamericana editores S.A – México, 2008, p.402

¹⁷ Idem., pág.402

Entonces se concluye que el tornillo es auto bloqueante, lo cual es una característica muy importante para este tornillo.

Ahora se obtiene los esfuerzos que aparecerán al aplicar la carga de 97,25 [N] que la fuerza de avance.

El esfuerzo cortante en el cuerpo τ , debido al momento de torsión Tr en el exterior del cuerpo del tornillo:

$$\tau = \frac{16 Tr}{\pi dr^3} \quad 18 \quad \text{Ec. (46)}$$

Donde:

dr = diámetro menor del tornillo, entonces tenemos:

$$dr = d - p \quad \text{Ec. (47)}$$

$$dr = 15\text{mm} - 4\text{mm} = 11\text{mm}$$

$$\tau = \frac{16 * 0,1656[N - m]}{\pi * (0,011m)^3}$$

$$\tau = 633,654 \text{ KPa}$$

El esfuerzo axial normal nominal σ :

$$\sigma = \frac{4F}{\pi dr^2} \quad \text{Ec. (48)}$$

$$\sigma = \frac{4(97,25[N])}{\pi * (0,011m)^2}$$

$$\sigma = 1023,32 \text{ KPa}$$

Las tuercas en contacto no pueden compartir de manera homogénea, la carga. “Algunos experimentos muestran que la primera rosca en contacto soporta 0,38 de la carga, la segunda el 0,25, la tercera el 0,18 y la séptima está libre de carga. Al estimar los

¹⁸ Idem., pág 404

esfuerzos de las tuercas, sustituyendo $0,38 F$ por F y haciendo nt igual a 1, se obtendrá el nivel máximo de esfuerzos en la combinación rosca – tuerca.¹⁹

Esfuerzo de apoyo σB en una rosca que soporta $0,38 F$:

$$\sigma B = - \frac{2F}{\pi * dm * nt * p} \quad 20 \quad \text{Ec. (49)}$$

$$\sigma B = - \frac{2(0,38F)}{\pi * dm * nt * p}$$

$$\sigma B = - \frac{2(36,955 [N])}{\pi * 0,013m * 1 * 0,004m}$$

$$\sigma B = -452,43 \text{ KPa}$$

Esfuerzo flexionante en la raíz de la rosca σb con una rosca que soporta $0,38 F$ es:

$$\sigma b = \frac{6F}{\pi * dr * nt * p} \quad 21 \quad \text{Ec. (50)}$$

$$\sigma b = \frac{6(0,38F)}{\pi * dr * nt * p}$$

$$\sigma b = \frac{6(36,955 [N])}{\pi * 0,011m * 1 * 0,004m}$$

$$\sigma b = 1604,064 \text{ KPa}$$

El material a utilizar para la fabricación del tornillo es AISI 1018 que tiene una $S_y=235\text{MPa}$ y para la tuerca es una Bronce SAE 40 o también llamado bronce fosfórico que posee una resistencia a la tensión de $245,166 \text{ MPa}$ y buena resistencia al desgaste y a la corrosión.

¹⁹ BUDYNAS, Richard G – NISBETT, J.Keith – RIOS SANCHEZ, Miguel Ángel, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va edición, McGraw Hill/interamericana editores S.A – México, 2008, p.405

²⁰ Idem., pág. 404

²¹ BUDYNAS, Richard G – NISBETT, J.Keith – RIOS SANCHEZ, Miguel Ángel, Op. Cit. pág. 404

2.5.2 Diseño desplazamiento transversal

Diseño del tornillo sin fin y rueda corona

Este mecanismo de tornillo sin fin y rueda corona hará girar al tornillo para el avance transversal con el propósito de realizar el desplazamiento de los útiles de corte.

Este mecanismo se ha escogido para direccionar el movimiento perpendicularmente, y además para poder girar al tornillo para el avance transversal a las revoluciones requeridas, las cuales serán necesarias para desplazar los útiles de corte a la velocidad de avance requerida.

El sin fin tiene la característica de ser rosca sencilla, es decir una sola entrada o filete, y el número de dientes de la corona tiene que ser el mínimo por cuestión de espacio.

“El número de dientes de la rueda será igual a 17 como mínimo; el diámetro primitivo del sin fin ha de ser exactamente igual al de la fresa madre que se utilice para el tallado de la rueda.”²²

Ahora se tomará el valor de 2 para el módulo del engrane con el fin de comprobar si este módulo soporta la potencia requerida para hacer desplazar los útiles de corte.

Las características tanto del tornillo sin fin como de la rueda corona-sinfín se mostrará a continuación:

Tornillo sin fin:

- $N_w=1$ (Número de filetes o entradas)
- $P_x= 6,2832$ mm (Paso axial)

Rueda corona-sinfín

$N_G=21$ (Número de dientes de la rueda, este se selecciona según las revoluciones deseadas en el tornillo sin fin, con el propósito de que este sea accionado mediante un motor eléctrico).

²² LARBURU ARRIZABALA, Nicolás, *Máquinas Prontuario*, 13va edición, Thomson Editores - Spain, 5ª reimpresión 2005, p.339

- $\phi_n = 20$ (Ángulo de presión)
- $\Psi = 80$ (Ángulo de la hélice)
- $\lambda = 10$ (Ángulo de avance)
- $m = 2$ (módulo del diente)

Se debe analizar que fuerzas se producirán aplicando el torque necesario para desplazar los útiles de corte.

$$P = \frac{2\pi nT}{33000} \quad \text{Ec. (51)}$$

Donde T es el torque necesario que está ligado directamente con la fuerza de avance de los útiles de corte.

n es el número de revoluciones que dará el tornillo para el avance transversal, estas revoluciones fueron seleccionadas en base al tornillo que tiene de paso 4mm es decir que el tornillo se desplazará 4mm en 1 revolución, uno de los alcances de la máquina rectificadora es el tiempo de rectificado, el cual fue planteado que recorra alrededor de 60mm en 4 minutos como mínimo ó 5 minutos como máximo (rectificado de caras).

$$P = \frac{2\pi(4rpm)(0,1221 \text{ lbf} - ft)}{33000}$$

$$P = 0,1 \text{ watts}$$

Esta potencia está muy baja en comparación con la potencia requerida para la fuerza de corte, esto es el porqué muchos autores de libros desprecian esta fuerza asumiendo que es insignificante en comparación con la fuerza de corte.

“Tenemos una fuerza de fricción la cual se opone al movimiento, muchos experimentos han demostrado que el coeficiente de fricción depende de la velocidad relativa o del deslizamiento.”²³

V_G = representa la velocidad en la línea de paso de la rueda.

²³ BUDYNAS, Richard G – NISBETT, J.Keith – RIOS SANCHEZ, Miguel Ángel, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va edición, McGraw Hill/interamericana editores S.A – México, 2008, p.696

V_w =representa la velocidad en la línea del paso del sin fin.

Ahora se obtendrá las velocidades para saber el coeficiente de fricción. Entonces se tiene que:

$$V_G = \frac{\pi d_G (n_G)}{1000} \quad 24 \quad \text{Ec. (52)}$$

Donde d_G es el diámetro de paso de la rueda corona-sin fin y n_G es el número de revoluciones que dará la rueda corona.

$$d_G = \frac{N_G * P_t}{\pi} \quad 25 \quad \text{Ec. (53)}$$

P_t = es el paso circular transversal, que en este caso es igual a mi paso axial del sin fin porque entre los ejes de ambos formarán 90 grados.

$$d_G = \frac{21 * 6,2831mm}{\pi}$$

$$d_G = 42mm$$

Entonces la velocidad en la línea del paso de la rueda:

$$V_G = \frac{\pi(42mm)(4)}{1000}$$

$$V_G = 0,527 \text{ m/min} = 1,7289 \text{ ft/min}$$

Velocidad en la línea del paso del sin fin:

$$V_w = \frac{\pi d_W (n_W)}{1000} \quad \text{Ec. (54)}$$

Donde d_W es el diámetro de paso del tornillo sin fin;

$$d_W = \frac{L}{\pi * \tan \lambda} \quad 26 \quad \text{Ec. (55)}$$

²⁴ Idem., pág. 675

²⁵ Idem., pág. 697

$$L = P_x N_w \text{ (avance)}$$

$$L = 6,2832 \text{ mm}(1)$$

$$L = 6,2832 \text{ mm}$$

$$dW = \frac{6,2832 \text{ mm}}{\pi * \tan 10}$$

$$dW = 11,34 \text{ mm}$$

Se obtiene que la velocidad en la línea del paso del sin fin será:

$$V_w = \frac{\pi dW (nW)}{1000}$$

Donde nW es el numero de revoluciones a la cual girará el tornillo sin y esta se obtiene mediante la relación de transmisión de tornillo son fin – rueda corona.

$$i = \frac{Z_1}{Z_2} \quad \text{Ec. (56)}$$

Z1= número de filetes o entradas del tornillo sin fin

Z2= número de dientes del engrane corona

$$n_2 = \frac{Z_1}{Z_2} * n_1 \quad \text{Ec. (57)}$$

n2=revoluciones de la corona.

n1=revoluciones del sin fin

Necesito saber las revoluciones del sin fin con la cual obtendremos la velocidad en la línea del paso del sin fin:

$$n_1 = \frac{n_2}{\frac{Z_1}{Z_2}} \quad \text{Ec. (58)}$$

²⁶ BUDYNAS, Richard G – NISBETT, J.Keith – RIOS SANCHEZ, Miguel Ángel, Op. Cit. pág. 676

$$n1 = \frac{4rpm}{\frac{1}{21}}$$

$$n1 = 84rpm$$

Obtenemos mi velocidad en la línea del paso del sin fin:

$$V_w = \frac{\pi(11,34mm)(84rpm)}{1000}$$

$$V_w = 2,991 \text{ m/min} = 9,81 \text{ ft/min}$$

Como ya se mencionó se debe obtener la V_s (velocidad de deslizamiento) y con ésta obtener el coeficiente de fricción:

$$V_s = \frac{V_w}{\cos\lambda} \quad 27 \quad \text{Ec. (59)}$$

$$V_s = \frac{2,991m/min}{\cos 10}$$

$$V_s = 3,307 \text{ m/min} = 9,96 \text{ ft/min}$$

Por ser una velocidad de deslizamiento baja por medio de tablas no podremos obtener el coeficiente de fricción pero existe una fórmula según la AGMA (American Gear Manufacturers Association) para obtener el coeficiente de fricción para una velocidad de deslizamiento baja:

$$f = \begin{cases} 0.15 & V_s = 0 \\ 0.124 \exp(-0.074V_s^{0.645}) & 0 < V_s \leq 10 \text{ ft/min} \\ 0.103 \exp(-0.110V_s^{0.450}) + 0.012 & V_s > 10 \text{ ft/min} \end{cases}$$

Fuente: BUDYNAS, Richard G – NISBETT, J.Keith – RIOS SANCHEZ, Miguel Ángel, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va edición, McGraw Hill/interamericana editores S.A – México, 2008, p.791

Tabla 2. 1 Coeficiente de fricción según la AGMA

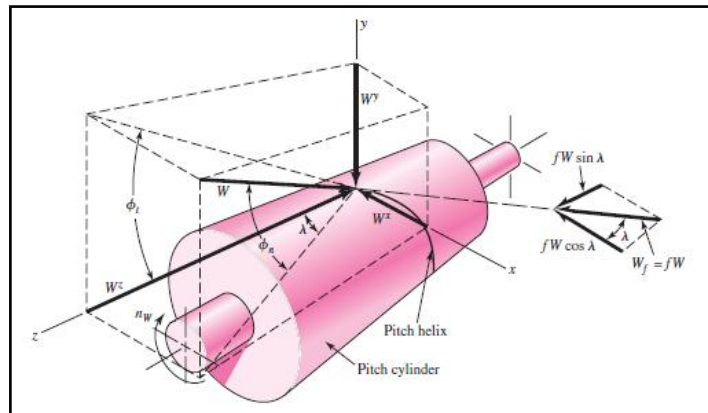
²⁷ BUDYNAS, Richard G – NISBETT, J.Keith – RIOS SANCHEZ, Miguel Ángel, Op. Cit. pág. 696

Entonces se obtiene el siguiente coeficiente de fricción:

$$f = 0,124 \exp(-0,074(9,96)^{0,645}) \quad \text{Ec. (60)}$$

$$f = 0,0895$$

Al realizar el desplazamiento de los útiles de corte se generan fuerzas en el tornillo sin fin y rueda corona los cuales serán a continuación analizados con el fin de obtener un óptimo diseño del acoplamiento de un engrane y tornillo sin fin:



Fuente: BUDYNAS, Richard G – NISBETT, J.Keith – RIOS SANCHEZ, Miguel Ángel, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va edición, McGraw Hill/interamericana editores S.A – México, 2008, p.695

Figura 2. 19 Fuerzas que ejercen en el tornillo sin fin y rueda corona

La fuerza que se ejerce en el engrane es la fuerza W , como se ilustra en la figura anterior, la cual tiene tres componentes ortogonales W_x , W_y , W_z , pero si se introduce un coeficiente de fricción se genera una fuerza de fricción la cual genera este conjunto de ecuaciones:

$W_{Wt} = -W_{Ga} = W^x$	$W^x = W(\cos \phi_n \sin \lambda + f \cos \lambda)$
$W_{Wr} = -W_{Gr} = W^y$	$W^y = W \sin \phi_n$
$W_{Wa} = -W_{Gt} = W^z$	$W^z = W(\cos \phi_n \cos \lambda - f \sin \lambda)$

Fuente: BUDYNAS, Richard G – NISBETT, J.Keith – RIOS SANCHEZ, Miguel Ángel, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va edición, McGraw Hill/interamericana editores S.A – México, 2008, p.695

Tabla 2. 2 Fuerzas que ejercen en el tornillo sin fin y rueda corona

El análisis y cálculo de fuerzas que intervendrán, con el fin de mantener una sola nomenclatura en cuanto a fuerzas se establece lo siguiente: (W es la letra que se utilizará para el tornillo sin fin y G es para la rueda corona)

$$\bullet \quad F_{Wt} = -F_{Ga} = F^x \quad \text{Ec. (61)}$$

$$\bullet \quad F_{Wr} = -F_{Gr} = F^y \quad \text{Ec. (62)}$$

$$\bullet \quad F_{Wa} = -F_{Gt} = F^z \quad \text{Ec. (63)}$$

La fuerza tangencial en el sin fin está dada por F^x y en la corona por F^z , la fuerza axial en el sin fin se simboliza con F^z y en la corona con F^x , y por último F^y es la fuerza de separación ó radial tanto del sin fin como de la corona.

$$F_{wt} = \frac{33000(P)}{V_w} \quad 28 \quad \text{Ec. (64)}$$

$$F_{wt} = \frac{33000(0,000093 \text{ lbf} * \frac{ft}{s})}{9,81 \text{ ft/min}}$$

$$F_{wt} = 0,3128 \text{ lbf}$$

La fuerza F_{Wt} es la fuerza tangencial en el sin fin la cual es la F^x con esta componente se obtiene la fuerza F que se genera:

$$F = \frac{F^x}{\cos\phi_n * \text{sen}\lambda + f \cos\lambda} \quad 29 \quad \text{Ec. (65)}$$

$$F = \frac{0,3128 \text{ lbf}}{\cos 20 * \text{sen} 10 + 0,0895 \cos 10}$$

$$F = 1,2426 \text{ lbf}$$

Se calcula las demás componentes de la fuerza F que actuará en el acoplamiento tornillo sin fin – rueda corona.

$$F^y = F \text{sen}\phi_n \quad \text{Ec. (66)}$$

²⁸ BUDYNAS, Richard G – NISBETT, J.Keith – RIOS SANCHEZ, Miguel Ángel, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va edición, McGraw Hill/interamericana editores S.A – México, 2008, p.699

²⁹ BUDYNAS, Richard G – NISBETT, J.Keith – RIOS SANCHEZ, Miguel Ángel, Op. Cit. pág. 696

$$F^y = 1,2446lbf * \text{sen}20$$

$$F^y = 0,4256lbf$$

$$F^z = F \cos \phi_n * \cos \lambda$$

Ec. (67)

$$F^z = 1,2446lbf * \cos 20 * \cos 10$$

$$F^z = 1,1517lbf$$

Para verificar si el esfuerzo en los dientes de la corona que es la más propensa a sufrir desgaste o esfuerzos de flexión se utilizara la ecuación de LEWIS:

$$\sigma_a = \frac{F_{Gt}}{P_n * F_e * y} \quad 30 \quad \text{Ec. (68)}$$

Donde F_{Gt} es la magnitud de la fuerza transmitida del engrane.

F_e = ancho efectivo de cara de la corona (ancho de cara real, pero sin exceder 0,67 dm el diámetro medio del sin fin).

P_n = Paso circular normal

y = factor de forma de Lewis

Para obtener el paso circular normal se debe emplear la siguiente fórmula:

$$P_n = P_x \cos \lambda$$

Ec. (69)

$$P_n = 6,2832mm * \cos 10$$

$$P_n = 6,1877mm = 0,2436pulg$$

“El factor de LEWIS se lo obtiene según el (ángulo de presión), para $\phi_n = 14,5$; $y = 0,100$; para $\phi_n = 20$, $y = 0,125$; para $\phi_n = 25$, $y = 0,150$; para $\phi_n = 30$, $y = 0,175$ ”³¹

³⁰ Idem., pág. 792

$d_m = d - p/2$; donde $d = 22 \text{ mm}$

$$\sigma_a = \frac{1,1517 \text{ lbf}}{0,2436 \text{ pulg} * 0,4677 \text{ pulg} * 0,125}$$

$$\sigma_a = 80,86 \text{ psi} = 557,57 \text{ Kpa}$$

Ahora se analizará la (F_{Gt}) permisible la carga por desgaste, a continuación la ecuación:

$$(F_{Gt})_{perm} = K_w * d_G * F_e \quad {}^{32} \quad \text{Ec. (70)}$$

Donde K_w = factor de carga de la corona.

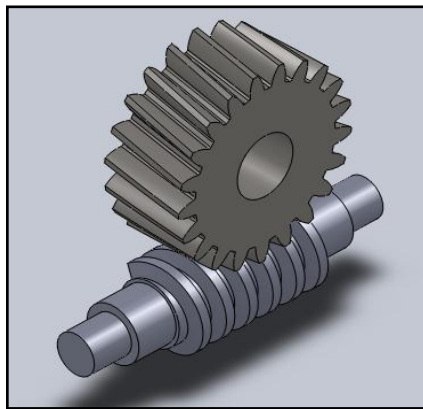
d_G = diámetro de paso de la corona.

F_e = ancho de la cara efectiva de la corona.

$K_w = 80$ según tabla 15.11 (**SHIGLEY**)

$$(F_{Gt})_{perm} = 80 * 1,6535 \text{ pulg} * 0,4677 \text{ pulg}$$

$$(F_{Gt})_{perm} = 61,86 \text{ lbf} = 275,17 \text{ [N]}$$



Fuente: Los Autores

Figura 2. 20 Fotografía del mecanismo tornillo sin fin y rueda corona con las especificaciones requeridas ($\lambda=10$)

³¹ BUDYNAS, Richard G – NISBETT, J.Keith – RIOS SANCHEZ, Miguel Ángel, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va edición, McGraw Hill/interamericana editores S.A – México, 2008, p.792

³² Idem., pág. 800

2.5.3 Guías de desplazamiento de los útiles de corte

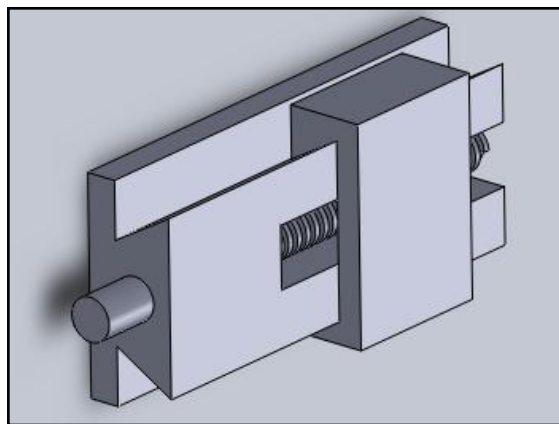
Las guías de desplazamiento tendrán la función de hacer desplazar los útiles de corte transversalmente para el rectificado de las caras del disco.

Se ha escogido las guías cola de milano, ya que estas son muy utilizadas en la parte de desplazamiento en la mayoría de las máquinas, además estas tienen la característica de ser regulables para poder ajustar el juego de deslizamiento.

El diseño se ha basado en los máximos diámetros de los discos freno, ya que así se logrará el desplazamiento transversal de las cuchillas sobre el disco.

Las guías de cola de milano tiene superficies de deslizamiento horizontales y dispuestas en un plano con respecto a las cuales las que forman la cola de milano están inclinadas en un ángulo de 55° .

Como superficies de deslizamiento se elige la mayor parte de las veces las superficies horizontales inferiores ya que las superficies intermedias o superiores ofrecen mayor dificultad para su ajuste.



Fuente: Los autores

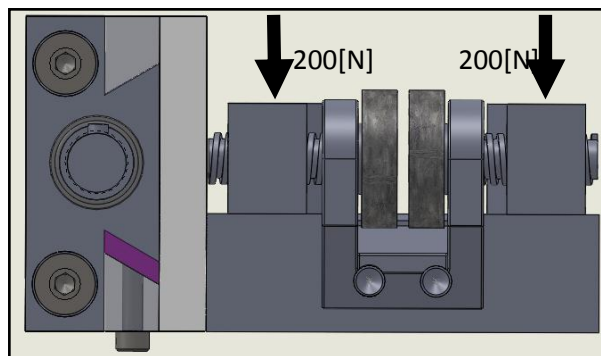
Figura 2. 21 Fotografía del mecanismo de deslizamiento de los útiles de corte

Coeficientes de rozamiento entre superficies

Rozamiento (fricción), es la resistencia que se opone al movimiento existente o que se ha de producir; actúa según las superficies de contacto.

Para este caso las guías serán fabricadas de V 155 (bonificado) y las cuales estarán lubricadas, “por tanto el coeficiente de rozamiento para acero sobre acero es de 0,09 – 0,08”³³.

En el caso de las guías su desplazamiento es horizontal, este análisis se tomará para el cálculo de la fuerza de rozamiento que interviene al desplazar la guía móvil sobre la guía fija.

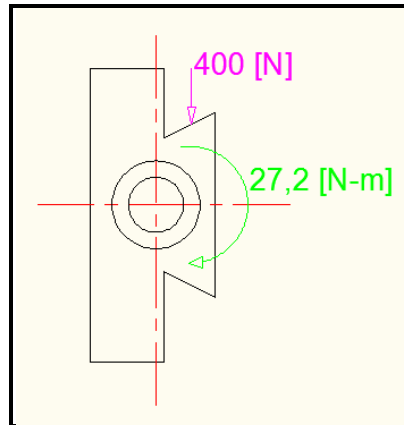


Fuente: Los autores

Figura 2. 22 Fuerzas existentes en el rectificado

Como se observa, existe 2 fuerzas de 200[N] al momento del rectificado, las cuales influyen en las guías de deslizamiento, estas guías se las analizará por cortante, ya que esta podría ser la falla más crítica.

³³ LARBURU – ARRIZABALAGA, nicolás, *Máquinas Prontuario*, 13ª edición, Thomson Editores - Spain, 5ª reimpresión 2005, pág. 134



Fuente: Los autores

Figura 2. 23 Fuerzas existentes en guía fija

$$\tau = \frac{F}{A_s} \quad ^{34} \quad \text{Ec. (71)}$$

F = fuerza de corte

A_s = Área de corte

El área de corte será la más pequeña, la cual es:

$$A_s = 6,45 \text{ mm} \times 170 \text{ mm}$$

$$A_s = 1,0965 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\tau = \frac{400 \text{ [N]}}{1,0965 \times 10^{-3} \text{ m}^2}$$

$$\tau = 365 \text{ KPa}$$

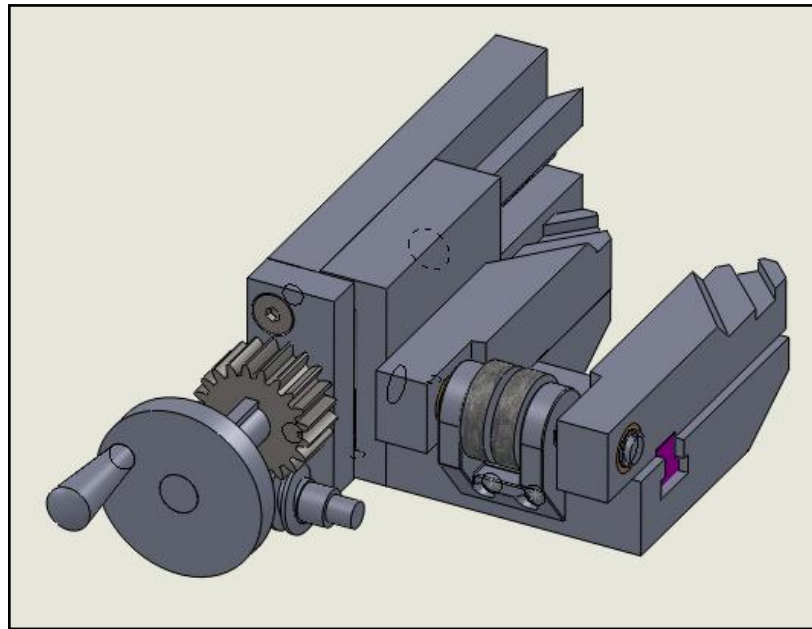
Corte es (0,4 S_y)

- $\tau < [\tau]$ Ec. (72)
- 365 KPa < 800 Mpa

³⁴ MOTT, Robert, *Diseño de elementos de máquinas*, 2da edición, Pearson Educación, México 1002, pág. 66

2.5.4 Diseño del mecanismo de los útiles de corte y soporte de los mismos

Se propone un diseño en el cual se desplazará los útiles de corte respecto al disco de freno en dirección longitudinal y transversal, este diseño es realizado en función de la geometría del disco y de las diferentes dimensiones existentes en el mercado, para esto cada elemento que conforma el mecanismo será analizado con el fin de que estos soporten los esfuerzos que existirán al realizar el rectificado, el mecanismo propuesto es el siguiente:



Fuente: Los autores

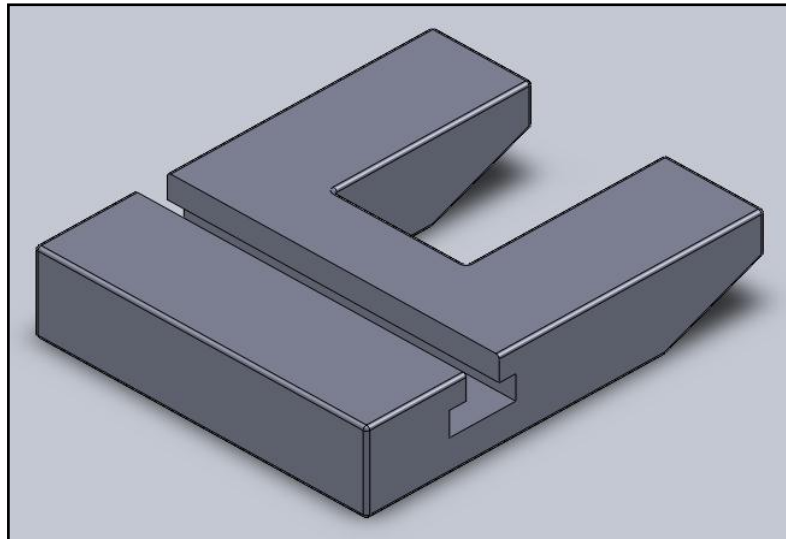
Figura 2. 24 Mecanismo para el desplazamiento de los útiles de corte

Se observa todos los elementos antes calculados, estos se van integrando para así tener el mecanismo completo, ahora bien como ya se mencionó los nuevos elementos integrantes de este mecanismo (figura anterior) serán diseñados para su correcto funcionamiento.

2.5.4.1 Soporte y guía de los portaherramientas (porta cuchillas)

Este soporte ha sido dimensionado con base en las diferentes medidas que poseen los discos de freno tanto para disco de freno de 4, 5 y 6 espárragos, lo que varía en un disco de freno es el diámetro de la campana y el diámetro exterior del disco de freno, ya que

los espesores son casi los mismos en la mayoría de los casos y si llegara a variar sería solo de 5 a 8 milímetros como máximo.

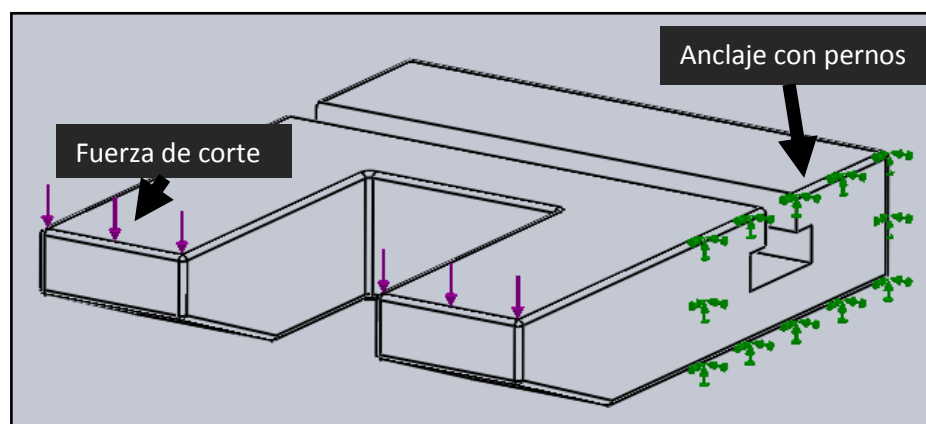


Fuente: Los autores

Figura 2. 25 Soporte y guía de los portaherramientas

Este soporte será fabricado de un acero AISI 1010 que posee la característica de poder realizar un temple el cual es requerido en la guía ya que esta estará sometida a desgaste, además este deberá ser ensamblado con el cursor (parte móvil) a través de pernos.

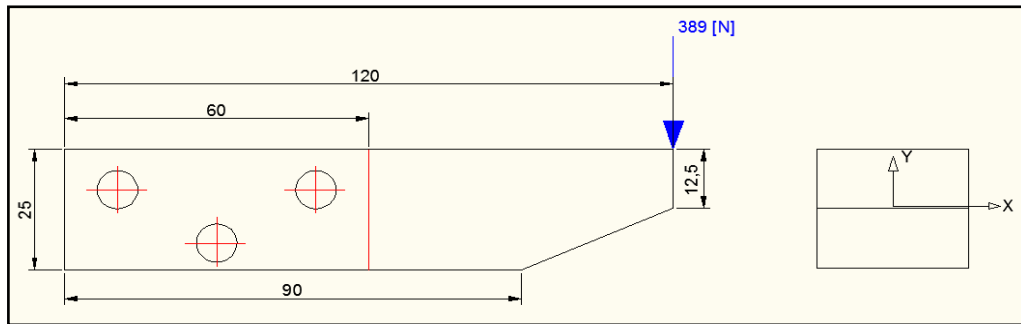
Se plantea un diagrama de cuerpo libre donde las fuerzas de corte actuarán y mediante estas fuerzas se calculará los pernos más convenientes.



Fuente: Los autores

Figura 2. 26 Localización de la fuerza de corte

Este soporte será analizado como una viga en voladizo donde un extremo está anclado mediante pernos y el otro se encuentra sin ningún tipo de apoyo:



Fuente: Los autores

Figura 2. 27 Diagrama de cuerpo libre (soporte de cuchillas)

La fuerza de corte (F) estará actuando en el extremo todo el tiempo, por motivo de diseño el soporte tendrá esta geometría y además esta será analizada como una sección de 30mm x 25mm, como se observa la sección tiene una ligera inclinación por lo cual se deberá obtener el centroide de la misma.

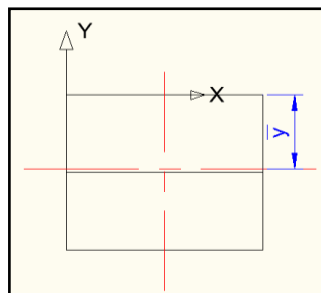
Centroide de sección compuesta:

$$\bar{x} = \frac{Qy}{A} ; \bar{y} = \frac{Qx}{A} \quad \text{Ec. (73)}$$

Donde $Qx = y_1 * A_1 + y_2 * A_2 \dots\dots$

$Qy = x_1 * A_1 + x_2 * A_2 \dots\dots$

A = área total



Fuente: Los autores

Figura 2. 28 Sección transversal de soporte cuchillas y ubicación de su centroide

En esta sección se calculará el \bar{y} que es la medida que se necesita para obtener el esfuerzo en flexión.

$$\bar{y} = 11,944 \text{ mm}$$

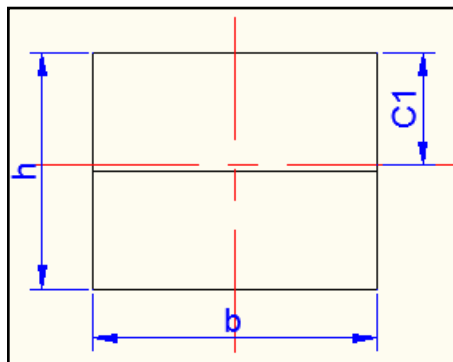
Entonces tenemos la siguiente fórmula:

$$\sigma = \frac{MC}{I} \quad \text{Ec. (74)}$$

Donde M= momento flexionante

C= magnitud desde el eje neutro (centroide)

I= segundo momento del área respecto al eje centroidal de la sección



Fuente: Los autores

Figura 2. 29 Sección transversal de soporte cuchillas para el cálculo de su inercia

$$I_x = \frac{1}{12}bh^3 \quad \text{Ec. (75)}$$

$$I_x = \frac{1}{12}(0,03m) * (0,025m)^3$$

$$I_x = 3,9062 \times 10^{-8}m^4$$

El momento es con respecto al centroide donde irá anclado, es decir donde se encuentran los pernos, por se tiene que:

$$M = 389[N] * 0,09m$$

$$M = 35,01 N - m$$

Los esfuerzos máximos de tensión, los cuales ocurren en la superficie superior están dados por:

$$\sigma = \frac{35,01 N - m (0,011944)m}{3,9062 \times 10^{-8}m^4}$$

$$\sigma = 10,705 MPa$$

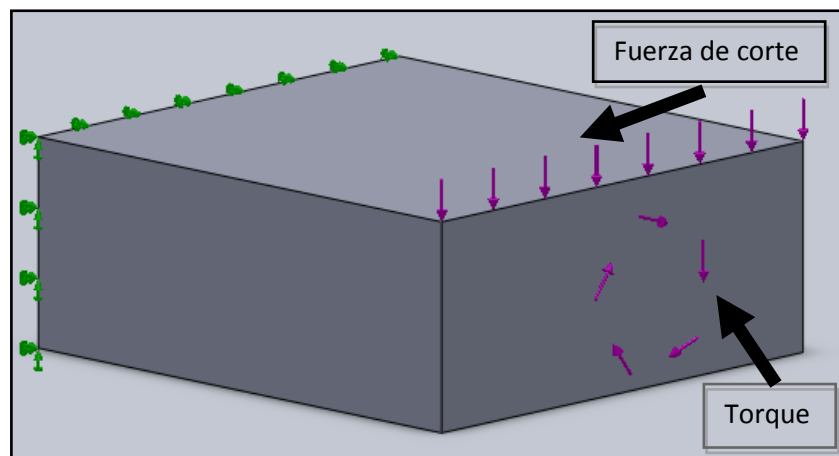
Ahora este valor debe ser comparado con el admisible, el esfuerzo permisible para un material sometido a flexión es el 0,6 Sy, se tiene que:

$$[\sigma] = 0,6 * (235 MPa)$$

$$[\sigma] = 141 Mpa$$

$$\sigma < [\sigma] \text{ (Se concluye que el diseño propuesto es correcto)}$$

La segunda parte del soporte, donde se encuentra la otra fuerza de corte, pero además de esta fuerza existe un Torque que afecta a la misma, la cual será analizada como una viga con esfuerzos combinados.



Fuente: Los autores

Figura 2. 30 Fuerzas que intervendrán en el soporte cuchillas

Se observa que se tiene una viga con esfuerzos combinados, donde esta deberá ser analizada por flexión y por momento cortante.

M_1 es igual al torque que interviene en la viga

$$M_1 = T = F \cdot 0,09 \text{ m}$$

$$M_1 = 389[\text{N}] \cdot 0,09 \text{ m}$$

$$M_1 = 35,01 [\text{N}\cdot\text{m}]$$

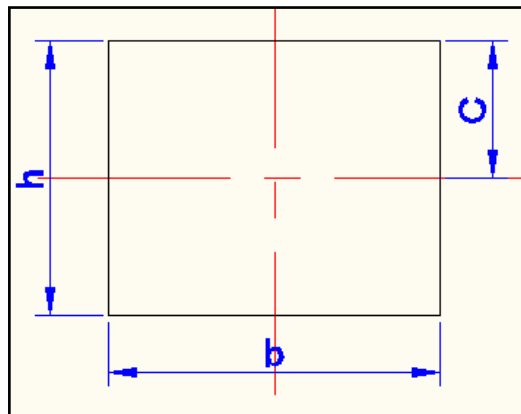
M_2 es el momento flexionante

$$M_2 = F \cdot 0,065 \text{ m}$$

$$M_2 = 389[\text{N}] \cdot 0,07 \text{ m}$$

$$M_2 = 20,23 [\text{N}\cdot\text{m}]$$

Esta sección es para determinar la parte del esfuerzo flexionante:



Fuente: Los autores

Figura 2. 31 Dimensionamiento sección transversal

$$I_x = \frac{1}{12} b h^3$$

$$I_x = \frac{1}{12} (0,06 \text{ m}) \cdot (0,0125 \text{ m})^3$$

$$I_x = 9,7656 \times 10^{-9} \text{ m}^4$$

Esfuerzo flexionante:

$$\sigma = \frac{M_2 C}{I}$$

$$\sigma = \frac{25,285[N] * 0,0125m}{9,7656 \times 10^{-9}m^4}$$

$$\sigma = 32,36 MPa$$

Esfuerzo cortante:

$$\tau = \frac{T}{Q} \quad \text{Ec. (76)}$$

El comportamiento de secciones no circulares, a someterse a la torsión, es radicalmente distinto al comportamiento de elementos con secciones transversales circulares. Sin embargo, los factores que más se manejan en el diseño de máquinas son el esfuerzo máximo y el ángulo total de torsión, para esto sea sustituido Z_p (módulo de sección polar) por Q para elementos de secciones transversales no circulares.³⁵

Donde Q :

$$Q = \frac{bh^2}{[3+1.8(\frac{h}{b})]} \quad 36 \quad \text{Ec. (77)}$$

$$Q = \frac{0,06 * (0,025)^2}{[3 + 1.8(\frac{0,025}{0,06})]}$$

$$Q = 1 \times 10^{-5}m^3$$

Entonces el esfuerzo cortante es:

$$\tau = \frac{35,01 [N - m]}{1 \times 10^{-5}m^3}$$

³⁵ MOTT, Robert, *Diseño de elementos de máquinas*, 4ta edición, Pearson Educación, México 2006, pág. 98

³⁶ Idem., pág. 99

$$\tau = 3,501 \text{ MPa}$$

Los esfuerzos flexionante y cortante admisibles son $0,6S_y$ y $0,40S_y$ respectivamente, estos son mayores a los esfuerzos obtenidos, por tanto el diseño es correcto.

2.5.5 Diseño del tornillo para desplazamiento longitudinal

Este tornillo será el que de movimiento lineal al porta cuchillas, los cuales se desplazarán longitudinalmente respecto al disco de freno, en el mecanismo para el desplazamiento de los útiles de corte se encuentran dos de estos tornillo, los cuales pueden desplazarse de adentro hacia afuera ó desde afuera hacia adentro los útiles de corte según se lo requiera.

Para el diseño de estos tornillos se ha escogido que sea rosca cuadrada, ya que esta tiene la característica de ser autobloqueante, es decir que si no existe el torque necesario para hacer girar el tornillo este no se desplazará, además se ha escogido un paso de 3mm ya que el desplazamiento longitudinal respecto al disco de freno debe ser mínimo, y por último se ha elegido el diámetro exterior de 12mm, el cual será analizado minuciosamente con el fin de que este soporte la fuerza que aparecerá al momento del rectificado.

Como ya se había dicho, en el rectificado realizado por buriles de corte existe tres fuerzas, que la resultante de estas es la fuerza de corte.

Dos de estas fuerzas ya han sido analizadas para el diseño de los diferentes elementos, “para el diseño de este tornillo se tomará en cuenta F_s que es la fuerza que actúa contra el soporte de la herramienta, sin producir ningún trabajo, valiendo $0,3 a 0,5F$ ”.³⁷

Entonces se tiene que:

$$F_s = 0,5F \quad \text{Ec. (78)}$$

$$F_s = 0,5(389[N])$$

$$F_s = 194,5 [N]$$

³⁷ PARETO, Luis – *Formulario de tecnología* – 2da edición – pág. 105

Tornillo rosca simple cuadrada, paso 3mm, diámetro exterior 12mm:

Para este tornillo se calcularán todos los esfuerzos que actúan tanto en cuerpo como en los filetes de rosca.

2.5.5.1 Fuerza necesaria para hacer girar el tornillo (Pr)

$$Pr = \frac{F \left(\frac{l}{\pi * dm} \right) + f}{1 - \left(\frac{fl}{\pi * dm} \right)} \quad \text{Ec. (79)}$$

Donde Pr es la fuerza necesaria para hacer girar el tornillo, F es F_s (fuerza que actúa contra el soporte de la herramienta), f coeficiente de rozamiento (**ver anexo15**), l es el avance axial en una revolución del tornillo, y dm es el diámetro medio.

$$Pr = \frac{F \left(\frac{l}{\pi * dm} \right) + f}{1 - \left(\frac{fl}{\pi * dm} \right)} \quad \text{Ec. (80)}$$

$dm = d - \frac{p}{2}$; donde p es el paso.

$$dm = 12mm - \frac{3}{2}$$

$$dm = 10,5mm$$

$l = n * p$; donde n es el número de entradas del tornillo.

$$l = 1 * 2mm$$

$$l = 3mm$$

$$Pr = \frac{194,5[N] \left(\frac{3mm}{\pi * 10,5mm} \right) + 0,23}{1 - \left(\frac{0,23 * 3mm}{\pi * 10,5mm} \right)}$$

$$Pr = \frac{17,92[N]}{0,9791}$$

$$Pr = 18,30[N]$$

Además de la fuerza necesaria se calculará el par de torsión (T_r) con el propósito de superar la fricción en la rosca y responder a la carga F .

$$T_r = \frac{F \cdot d_m}{2} * \left(\frac{l + \pi f d_m}{\pi d_m - f l} \right) \quad \text{Ec. (81)}$$

$$T_r = \frac{194,5[N] * 10,5mm}{2} * \left(\frac{3mm + \pi * 0,23 * 10,5mm}{\pi * 10,5mm - 0,23 * 3mm} \right)$$

$$T_r = 0,34 \text{ [N-m]}$$

Comprobación del autobloqueo del tornillo:

$$\pi f d_m > l \quad \text{Ec. (82)}$$

$$\pi * 0,23 * 10,5mm > 2mm$$

$$7,58mm > 2mm$$

El tornillo rosca simple cuadrada de diámetro exterior 12mm, paso 3mm, si es autobloqueante.

Esfuerzos nominales en la rosca de los tornillos de potencia:

Esfuerzo de apoyo:

$$\sigma_B = - \frac{2F}{\pi * d_m * n_t * p} \quad \text{Ec. (83)}$$

Donde n_t es el número de roscas en contacto.

El paso es de 3mm y la longitud de la tuerca es de 17mm, se concluye que existen 5 roscas en contacto.

$$\sigma_B = \frac{2(194,5[N])}{\pi * 10,5mm * 5 * 3mm} \quad (\text{Compresión})$$

$$\sigma_B = \frac{389[N]}{494,80 \text{ mm}^2} \quad (\text{Compresión})$$

$$\sigma_B = 0,79 \text{ MPa} \text{ (Compresión)}$$

Esfuerzo en la raíz de la rosca:

$$\sigma_b = \frac{6F}{\pi * dr * nt * p} \quad \text{Ec. (84)}$$

Donde dr es el diámetro de la raíz

$$dr = d - p$$

$$dr = 12\text{mm} - 3\text{mm}$$

$$dr = 9\text{mm}$$

$$\sigma_b = \frac{6(194,5[N])}{\pi * 9\text{mm} * 5 * 3\text{mm}}$$

$$\sigma_b = \frac{1167[N]}{424,11 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma_b = 2,75 \text{ MPa}$$

La primera rosca en contacto es la que mayor carga recibe ($0,38F$), por lo que se deberá obtener los esfuerzos de apoyo, y flexionante en la raíz:

Donde F es $0,38Fs$ y nt será igual 1.

$$\sigma_B = \frac{2F}{\pi * dm * nt * p} \text{ (Compresión)}$$

$$\sigma_B = \frac{2(0,38 * 194,5)[N]}{\pi * 10,5\text{mm} * 1 * 3\text{mm}} \text{ (Compresión)}$$

$$\sigma_B = \frac{147,82 [N]}{98,96 \text{ mm}^2} \text{ (Compresión)}$$

$$\sigma_B = 1,49 \text{ MPa} \text{ (Compresión)}$$

Esfuerzo flexionante en la raíz:

$$\sigma_b = \frac{6F}{\pi * dr * nt * p}$$

$$\sigma_b = \frac{6(0,38 * 194,5)[N]}{\pi * 9mm * 1 * 3mm}$$

$$\sigma_b = \frac{443,46 [N]}{84,82 mm^2}$$

$$\sigma_b = 5,23 MPa$$

Esfuerzo cortante en el cuerpo del tornillo:

$$\tau = \frac{16Tr}{\pi * dr^3} \quad \text{Ec. (85)}$$

$$\tau = \frac{16(340 [N - mm])}{\pi * (9mm)^3}$$

$$\tau = 2,37 MPa$$

A estos resultados se los compara con los esfuerzos permisibles de flexión, tensión, y corte.

Estos esfuerzos permisibles están ligados al Sy (resistencia de fluencia), que para este caso he escogido AISI 1018 con el Sy de 235 MPa.

Flexión es (0,6 Sy)

- $\sigma < [\sigma]$ Ec. (86)
- $5,23 MPa < 141 MPa$

Corte es (0,4 Sy)

- $\tau < [\tau]$
- $2,37 MPa < 94 MPa$

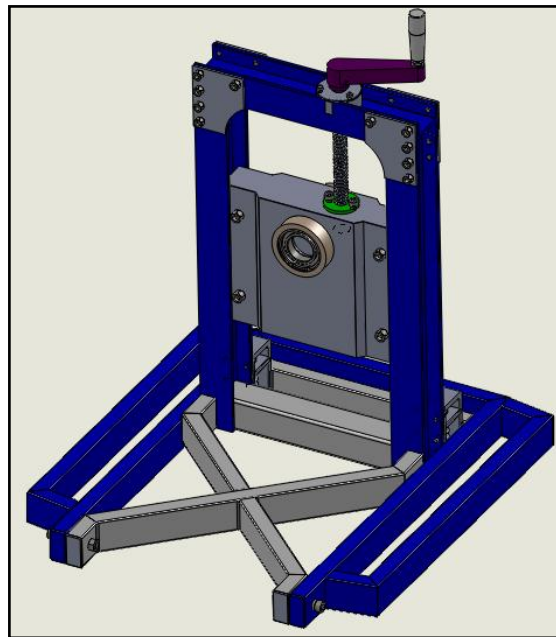
Como se puede observar los esfuerzos permisibles son altos en comparación con los obtenidos en el tornillo, por lo que se puede concluir que el diseño, material son correctos.

2.6 Diseño del soporte principal (el cual sostendrá el mecanismo rectificador).

Este soporte tendrá la función de sostener el mecanismo rectificador y el motor, además deber tener un mecanismo graduador de altura, ya que las distancias del suelo al eje principal de auto son diferentes en todas las marcas existentes en el mercado.

Este soporte deberá también tener una mínima desviación para acoplarse con el disco freno, si este no estuviese perpendicular con el piso donde se asentará el rectificador portátil.

El diseño a proponer es el siguiente, donde todas sus partes serán analizadas, calculadas y con la correcta selección de material para así garantizar un buen diseño:



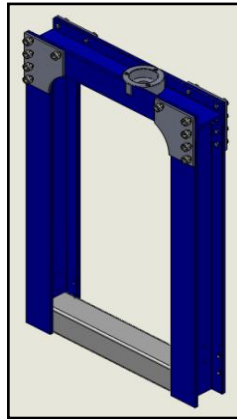
Fuente: Los autores

Figura 2. 32 Soporte principal

2.6.1 Diseño del soporte y guía del mecanismo rectificador y motor

Como se observa en el gráfico anterior es un marco el cuál soportará el mecanismo rectificador y el motor y este a su vez sirve de guía para el desplazamiento vertical del mecanismo rectificador.

Este marco consta de una viga y dos columnas, estos perfiles serán fabricados por cuenta propia ya que en el mercado no existen estas medidas, a continuación:



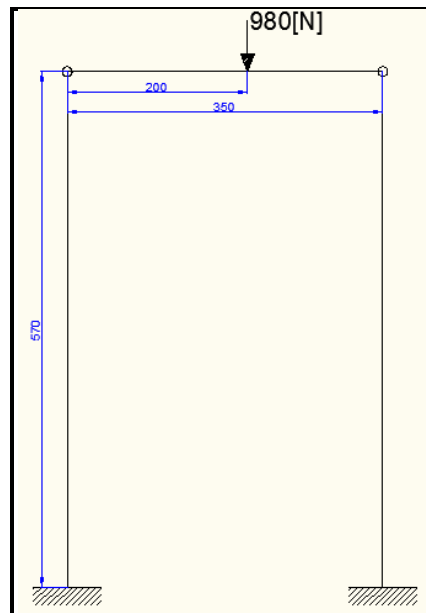
Fuente: Los autores

Figura 2. 33 Soporte motor

Para diseñar la viga la cual soportará el mecanismo rectificador y el motor, se necesitará conocer el peso del motor y del mecanismo rectificador que a continuación se detalla:

- Peso motor-reductor ($43 \text{ Kgf} = 421,4 \text{ [N]}$), este peso es según las especificaciones del catálogo de moto reductores de **Rossi Motoriduttori** (*Ver anexo 16*).
- Peso mecanismo rectificador ($558,6 \text{ [N]}$), este peso se obtuvo mediante un software (Solid Works) el cual al asignar el material a los diferentes elementos, se obtiene el peso total.

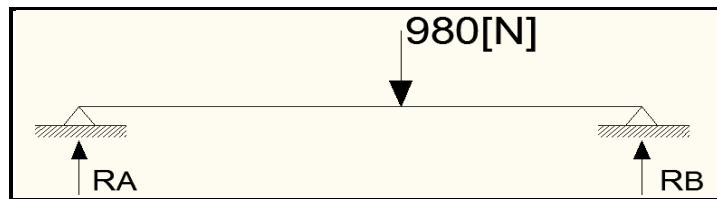
Diagrama de cuerpo libre del marco:



Fuente: Los autores

Figura 2. 34 Diagrama de cuerpo libre

Análisis viga:



Fuente: Los autores

Figura 2. 35 Reacciones existentes en la viga

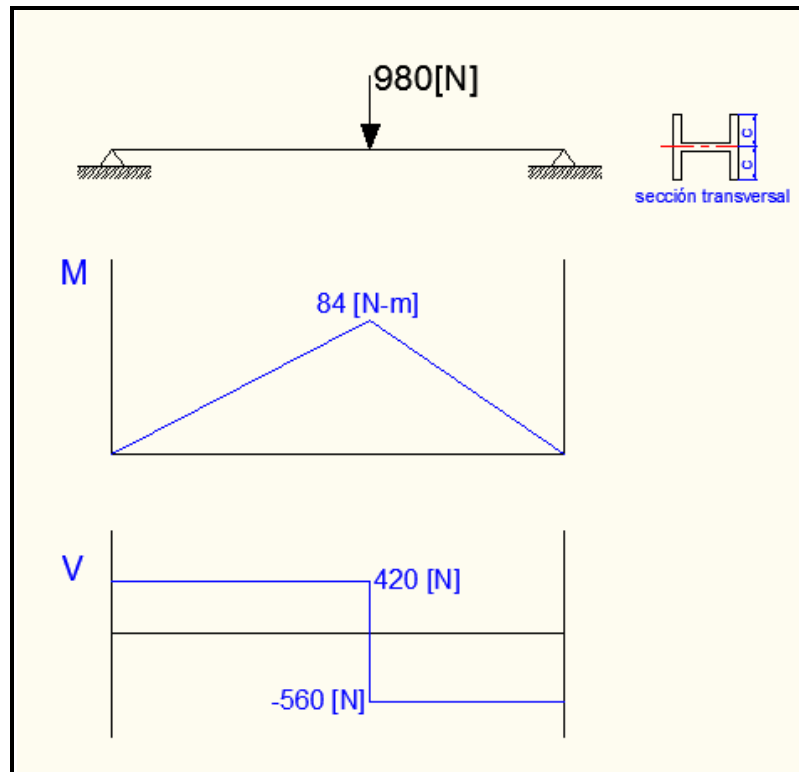
Esta viga será analizada y diseñada por flexión donde su fórmula es:

$$\sigma = \frac{Mc}{I}$$

Donde M= momento máximo

c = distancia al centroide de la sección

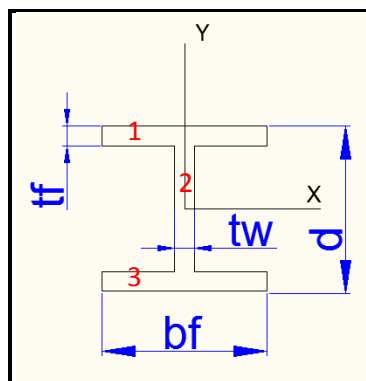
I = Inercia de la sección respecto al posicionamiento del perfil.



Fuente: Los autores

Figura 2. 36 Diagrama de corte y momento de la viga

Dimensiones perfil:



Fuente: Los autores

Figura 2. 37 Dimensionamiento viga y columna

- $d = 50\text{ mm}$
- $tw = 6\text{ mm}$
- $tf = 6\text{ mm}$
- $bf = 6\text{ mm}$

- $A_1=300\text{mm}^2$
- $A_2=228\text{mm}^2$
- $A_3=300\text{mm}^2$
- $A_T=828\text{mm}^2 = 8,28 \times 10^{-4}\text{m}^2$

$$I_x = I_{1x} + I_{2x} + I_{3x} \quad \text{Ec. (87)}$$

$$I_{1x} = I_x + Ad^2 \quad \text{Donde:}$$

I_x = Inercia de la figura

A = Área de la figura

d = distancia del centroide de la figura al centroide de la sección.

$$I_{1x} = \frac{bh^3}{12} + A_1d^2 \quad \text{Ec. (88)}$$

$$I_{1x} = \frac{50\text{mm}(6\text{mm})^3}{12} + 300\text{mm}^2 * (22\text{mm})^2$$

$$I_{1x} = 146100 \text{ mm}^4 = I_{3x}$$

$$I_{2x} = \frac{bh^3}{12} + A_1d^2 \quad \text{Ec. (89)}$$

$$I_{2x} = \frac{6\text{mm}(38\text{mm})^3}{12} + A_1d^2$$

$$I_{2x} = 27436 \text{ mm}^4$$

$$I_x = 3,19636 \times 10^{-7}\text{m}^4$$

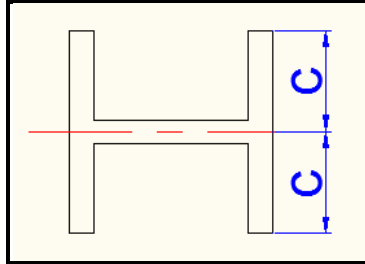
$$I_y = I_{1y} + I_{2y} + I_{3y} \quad \text{Ec. (90)}$$

$$I_y = \frac{bh^3}{12} + \frac{bh^3}{12} + \frac{bh^3}{12}$$

$$I_y = \frac{50\text{mm}(6\text{mm})^3}{12} + \frac{6\text{mm}(38\text{mm})^3}{12} + \frac{50\text{mm}(6\text{mm})^3}{12}$$

$$I_y = 2,9236 \times 10^{-8}\text{m}^4$$

La sección normalmente es posicionada como se indica en las dimensiones del perfil pero esta vez se le rotará 90 grados por motivo de diseño, esto ocasiona que la I_y sea la I_x y la I_x sea la I_y .



Fuente: Los autores

Figura 2. 38 Viga sección transversal

$$c = 25\text{mm} = 0,025\text{m}$$

$$\sigma = \frac{84[N - m] * 0,025\text{m}}{2,9236 \times 10^{-8}\text{m}^4}$$

$$\sigma = \frac{2,1[N - m^2]}{2,9236 \times 10^{-8}\text{m}^4}$$

$$\sigma = 71,83 \text{ MPa}$$

Este valor obtenido es el esfuerzo que realizará la viga para soportar una carga de 980[N], este valor debe ser analizado con el permisible, a continuación:

$$[\sigma] = 0,66 S_y$$

Esta viga será fabricada de acero A-36, el cual tiene un límite de fluencia (S_y) de 248 MPa.

$$[\sigma] = 0,66 (248\text{MPa})$$

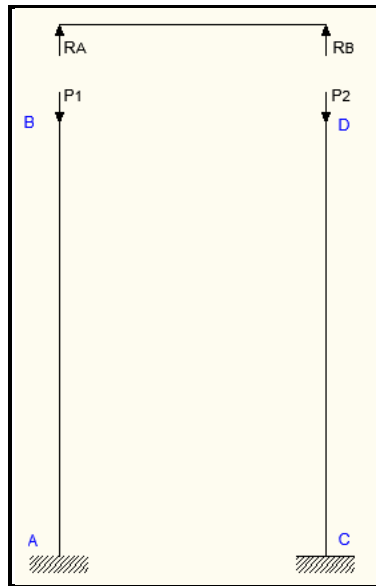
$$[\sigma] = 163,68 \text{ MPa}$$

- $\sigma < [\sigma]$

- $71,83 \text{ MPa} < 163,68 \text{ MPa}$ con una factor de seguridad de 2,2 ; por tanto es correcto el diseño.

Análisis columnas:

Un marco plano es un conjunto formado por vigas y columnas unidas por soldadura o pernos, la distribución de cargas la propone el diseñador en este caso se deberá calcular P_1 y P_2 según la ubicación del carga puntual que soportará la viga.



Fuente: Los autores

Figura 2. 39 Diagrama de cuerpo libre columnas

$$P_1 = 420 \text{ [N]} ; P_2 = 560 \text{ [N]}$$

Para este marco plano el lado no será permitido, ya que este es un movimiento lateral en el plano del marco.

Se utilizará el método de los nomogramas para obtener el valor de K , el cual es necesario para determinar la esbeltez.

Se utilizará la siguiente fórmula para determinar la rigidez rotacional en un nudo:

$$G = \frac{\sum \frac{I_c}{L_c}}{f_{cm} \sum \frac{I_g}{L_g}} \quad \text{Ec. (91)}$$

Donde G= Rigidez rotacional en un nudo.

Ic= Momento de inercia en columnas (Ix).

Lc= Longitud columna.

Ig= Momento de inercia viga (Ix).

Lg= Longitud viga.

fcm = factor de conexión de miembros.

Para apoyos no rígidos (G=10), mientras que para apoyos rígidos (G=1) ; y referente al factor de conexión de miembros (fcm) es 2 (ladeo impedido y empotrado).³⁸

$$G = \frac{\sum \frac{I_c}{L_c}}{f_{cm} \sum \frac{I_g}{L_g}} \quad 39$$

Se utilizará el mismo perfil tanto para la viga como para la columna, esto es por facilidad de conexión entre ellas.

Columna:

- $I_x = 3,1963 \times 10^{-7} m^4$
- $L_c = 0,57m$

Viga:

- $I_x = 2,9236 \times 10^{-8} m^4$
- $L_g = 0,35m$

³⁸ Mc CORMAC, Jack, Diseño de Estructuras metálicas, 4ta edición, Alfaomega Grupo Editor S.A, 1999, México D.F, pag. 165

³⁹ Idem., pág 163

$$G = \frac{\frac{3,1963 \times 10^{-7} m^4}{0,57m}}{2 * \frac{2,9236 \times 10^{-8} m^4}{0,35}}$$

$$G = \frac{5,61 \times 10^{-7}}{1,6706 \times 10^{-7}}$$

$$G = 3,35$$

Según gráfica de los nomogramas (Ver anexo 18) para ladeo no impedido $K = 0,84$.

$$\text{Esbeltez} = \frac{K*L}{r} \quad 40 \quad \text{Ec. (92)}$$

Donde:

K = factor de longitud efectiva.

L = Longitud columna.

r = radio de giro del perfil.

Si es el caso se utilizará tablas para determinar el radio de giro (radio mínimo), pero como es una columna elaborada el radio de giro será calculado.

$$r_{\min} = \sqrt{\frac{I_y}{A}} \quad 41 \quad \text{Ec. (93)}$$

Donde:

I_y es la mínima inercia del perfil, y A es el área del perfil.

$$r_{\min} = \sqrt{\frac{2,9236 \times 10^{-8} m^4}{8,28 \times 10^{-4} m^2}}$$

$$r_{\min} = 5,9421 \times 10^{-3} m$$

⁴⁰ Mc CORMAC, Jack, *Diseño de Estructuras metálicas*, 4ta edición, Alfaomega Grupo Editor S.A, 1999, México D.F, pag. 118

⁴¹ MOTT, Robert, *Diseño de elementos de máquinas*, 4ta edición, Pearson Educación, México 2006, pág. 232

$$\text{Esbeltez} = \frac{0,84 \cdot 0,57m}{5,9421 \times 10^{-3}m}$$

$$\text{Esbeltez } (\lambda) = 80,57$$

Bajo las especificaciones del manual de AISC se obtiene F_a (esfuerzo crítico), la cual resistirá la columna (Ver anexo 19).

$$F_a = 15,36 \text{ ksi}$$

Mediante la fórmula siguiente se obtendrá la carga crítica, la cual podrá soportar la columna diseñada.

$$F_a = \frac{P_{cr}}{A} \quad \text{Ec. (94)}$$

$$P_{cr} = F_a * A$$

$$P_{cr} = 15,36 \text{ ksi} * 1,283 \text{ pulg}^2$$

$$P_{cr} = 19,71 \text{ klb}$$

$$P_{cr} = 19510 \text{ lbf} = 86,79 \text{ [KN]}$$

Esta es la carga crítica de la columna, y como se puede observar soporta sin problema las cargas de 420 [N] y 560 [N] de los apoyos de la viga.

2.6.2 Diseño del tornillo elevador

Este tornillo será capaz de elevar y bajar la carga (mecanismo rectificador y motor) y quedarse autobloqueado para que sólo con un impulso externo pueda accionarse el tornillo.

Al analizar un tornillo rosca cuadrada, este posee una gran potencia, que al aplicar la siguiente fórmula y despejar el diámetro medio se obtiene el diámetro del tornillo. Para este caso la fuerza es pequeña que al despejar d_m (diámetro medio) el valor es demasiado pequeño por lo cual se escogerá un diámetro acorde con las dimensiones de la máquina rectificadora con el fin que quede proporcional.

Este tornillo será de las siguientes características:

$p = 4\text{mm}$ (doble entrada), esto es con el fin de que el tornillo se desplace mucho más rápido verticalmente.

$d = 19,05\text{mm}$ (diámetro externo)

$d_m = d - p/2$

$d_m = 19,05 - 2\text{mm}$

$d_m = 17,05\text{mm}$

$l = n \cdot p$ Donde n es el número de entradas Ec. (95)

$l = 2 \cdot 4\text{mm}$

$l = 8\text{mm}$

$f = 0,25$ (coeficiente de rozamiento acero - acero) (anexo 15)

2.6.2.1 Fuerza requerida para girar el tornillo

Entonces se obtendrá la fuerza necesaria para elevar y bajar la carga, a continuación:

$$Pr = \frac{F \left[\left(\frac{l}{\pi \cdot d_m} \right) + f \right]}{1 - \left(\frac{f \cdot l}{\pi \cdot d_m} \right)}$$

$$Pr = \frac{980[N] \left[\left(\frac{8 \times 10^{-3}m}{\pi \cdot 0,01705m} \right) + 0,25 \right]}{1 - \left(\frac{0,25(8 \times 10^{-3}m)}{\pi \cdot 0,01705m} \right)}$$

$$Pr = \frac{391,36[N]}{0,9626}$$

$$Pr = 406,57 [N]$$

Esta es la fuerza necesaria para subir la carga, también se obtendrá el par de torsión necesario para superar la fricción en la rosca y subir la carga.

$$Tr = \frac{F * dm}{2} * \left(\frac{l + \pi f dm}{\pi dm - fl} \right)$$

$$Tr = \frac{980[N] * 0,01705m}{2} * \left(\frac{(8 \times 10^{-3}m) + \pi * 0,25 * 0,01705m}{(\pi * 0,01705m) - (0,25 * 8 \times 10^{-3}m)} \right)$$

$$Tr = 8,3545[N \cdot m] * 0,4153$$

$$Tr = 3,47[N \cdot m]$$

Comprobación del autobloqueo del tornillo:

$$\pi f dm > l$$

$$\pi * 0,25 * 0,01705m > 8 \times 10^{-3}m$$

$$0,0134m > 8 \times 10^{-3}m$$

El tornillo rosca cuadrada doble entrada de diámetro exterior 19,05mm, paso 4mm, si es autobloqueante.

Esfuerzos nominales en la rosca de los tornillos de potencia:

Esfuerzo de apoyo:

La primera rosca en contacto es la que mayor carga recibe ($0,38F$), por lo que se deberá obtener los esfuerzos de apoyo, y flexionante en la raíz:

Donde F es $0,38F$ (carga que soportará el tornillo) y nt será igual 1.

$$\sigma_B = \frac{2F}{\pi * dm * nt * p} \text{ (Compresión)}$$

$$\sigma_B = \frac{2(0,38 * 980)[N]}{\pi * 0,01705m * 1 * 4 \times 10^{-3}m} \text{ (Compresión)}$$

$$\sigma_B = \frac{744,8 [N]}{2,1425 \times 10^{-4}m^2} \text{ (Compresión)}$$

$$\sigma_B = 3,48 MPa \text{ (Compresión)}$$

Esfuerzo flexionante en la raíz:

$$\sigma_b = \frac{6F}{\pi * d_r * n_t * p}$$

$$\sigma_b = \frac{6(0,38 * 980)[N]}{\pi * 0,01505m * 1 * (4 * 10^{-3}m)}$$

$$\sigma_b = \frac{2234,4 [N]}{1,8912 * 10^{-4} m^2}$$

$$\sigma_b = 11,81 MPa$$

Esfuerzo cortante en el cuerpo del tornillo:

$$\tau = \frac{16Tr}{\pi * d_r^3}$$

$$\tau = \frac{16(3,47 [N - m])}{\pi * (0,01505m)^3}$$

$$\tau = 5,18 MPa$$

Al obtener estos resultados se los comparará con los esfuerzos permisibles de flexión, tensión, y corte.

Estos esfuerzos permisibles están ligados al S_y (resistencia de fluencia), que para este caso se escogió AISI 1018 con el S_y de 235 MPa.

Flexión es $(0,6 S_y)$

- $\sigma < [\sigma]$
- $141 MPa > 11,81 MPa$

Corte es $(0,4 S_y)$

- $\tau < [\tau]$
- $94 MPa > 5,18 MPa$

Como se puede observar los esfuerzos permisibles son altos en comparación con los obtenidos en el tornillo, por lo que se puede concluir que el diseño, material que fueron escogidos son correctos.

2.6.2.2 Diseño de cojinete para tornillo elevador

El tornillo elevador antes calculado, este será ensamblado con un cojinete capaz de transmitir el movimiento sin que a este le afecte las cargas que intervienen en el tornillo elevador, se ha analizado este mecanismo y se ha encontrado que la carga de empuje es mucho más grande en comparación con la carga radial.

Para escoger el tipo de cojinete se ha requerido de una tabla la cual indica el tipo de cojinete y su capacidad de soportar las diferentes cargas (ver anexo 20).

Se escogió un cojinete de bolas de una sola hilera de ranura profunda, ahora se determinará el diámetro externo y el espesor, ya que el diámetro interno deberá ser igual a 19 ó su inmediato superior.

Se utilizará la siguiente fórmula para calcular la carga equivalente, que es la unión de la carga radial con la carga de empuje.

$$P = VXR + YT \quad ^{42} \quad \text{Ec. (96)}$$

Donde P = carga equivalente

V = factor de servicio.

R = carga radial aplicada.

T = carga de empuje aplicada.

X = factor radial.

Y = factor de empuje.

⁴² MOTT, Robert, *Diseño de elementos de máquinas*, 2^{da} edición, Pearson Educación, México 2006, pág. 618

Existe una relación, la cual se deberá hacer para determinar que fórmula aplicar, a continuación:

$$\frac{T}{R} > e \quad \text{Ec. (97)}$$

Se selecciona un valor de Y de la tabla de factores radiales y de empuje para cojinetes de hilera única, ranura profunda (ver anexo 21).

Observe que tanto e como Y depende de la relación T/Co donde Co es la especificación básica de carga estática para un cojinete en particular. Esto presenta dificultades porque el valor de Co no se conoce hasta que se ha seleccionado el cojinete. Por consiguiente, se aplica un método sencillo de ensayo y error.

Se escogió un valor de 1,50 ; este valor se encuentra entre la mitad de rango existente de Y .

Como se puede observar en la tabla antes mencionada existe un valor de X para todas las Y , este es 0,56.

Al factor V se le llama *factor de rotación* y toma en cuenta el valor de 1,0 si la pista de rodamientos interna es la que gira, el caso más común. Si la pista de rodamientos externa gira, utilice $V=1,2$.⁴³

Con este valor se calculará la carga equivalente P ;

$$P = VXR + YT$$

$$P = 1 * 0,56 * 1 + 1,50 * 980[N]$$

$$P = 1470,56 [N]$$

Se deberá calcular la carga dinámica para así poder escoger un rodamiento y conocer su carga estática con el fin de comprobar su capacidad.

⁴³ MOTT, Robert, *Diseño de elementos de máquinas*, 2^{da} edición, Pearson Educación, México 2006, pág. 617

$$C = \frac{Pd * fL}{fN} \quad 44 \quad \text{Ec. (98)}$$

Donde:

C = carga dinámica.

Pd = carga de diseño.

fL = factor de vida útil. (ver anexo 22)

fN = factor de velocidad. (ver anexo 22)

Para obtener el valor de estos factores, es necesario conocer las revoluciones por minuto a las que estará girando el tornillo y la vida útil en horas.

La vida útil se la puede obtener mediante una tabla que recomienda el número de horas (ver anexo 23).

Y las revoluciones por minuto serán de 120 rpm como un valor promedio, ya que al tornillo se lo hará girar solo con un impulso manual.

$fN = 0,67$; $fL = 3,4$ (para una vida útil de 20.000 horas).

$$C = \frac{1470,56[N] * 3,4}{0,67}$$

$$C = 7462,54 [N]$$

Esta es la carga dinámica que nos servirá para escoger un rodamiento, este debe tener las siguientes características:

- Diámetro interno $\geq 19\text{mm}$.
- Carga dinámica $> 7462,54 [N]$.

Según el manual de rodamientos rígidos de bolas de la SKF se ha podido seleccionar un rodamiento de las siguientes características y con el siguiente código comercial:

⁴⁴ Idem., pág. 616

- Diámetro interno = 20mm.
- Diámetro externo = 42mm.
- Espesor = 12mm.
- Carga dinámica = 9369 [N].
- Carga estática = 4500 [N].
- Código comercial SKF 6004. (ver anexo 24)

Entonces el valor de la carga de empuje será dividida para la carga estática del rodamiento escogido con el fin de comparar valores con la tabla de *factores radiales y de empuje para cojinetes de hilera única, ranura profunda* (ver anexo 21).

$$\frac{T}{Co} \quad \text{Ec. (99)}$$

$$\frac{T}{Co} = \frac{980[N]}{4500[N]}$$

$$\frac{T}{Co} = 0,217$$

Con este valor se puede obtener los valores de e y Y , para así poder realizar nuevamente el cálculo de la carga dinámica y compararla con la del rodamiento escogido.

$$Y = 1,24 \text{ (valor interpolado)}$$

$$e = 0,357 \text{ (valor interpolado)}$$

Se volverá a calcular P (carga equivalente) y C (carga dinámica)

$$P = VXR + YT$$

$$P = 1 * 0,56 * 1 + 1,24 * 980[N]$$

$$P = 1215,76 [N]$$

$$C = \frac{1215,76[N] * 3,4}{0,67}$$

$$C = 6169,53 [N]$$

La carga dinámica obtenida no sobrepasa el valor de la carga dinámica del rodamiento escogido, por tanto el rodamiento es el correcto.

$$C_{\text{rodamiento 6004}} > C_{\text{calculado}}$$

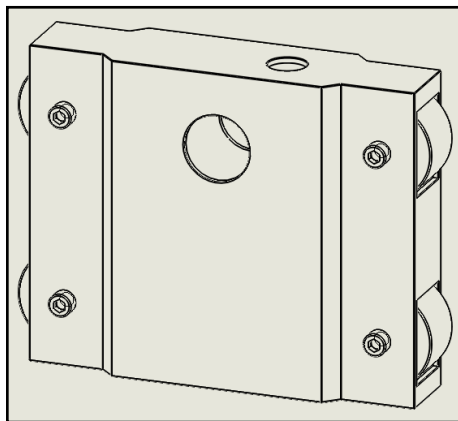
$$9360 \text{ [N]} > 6169,53 \text{ [N]}$$

2.6.3 Diseño caja guía

El diseño de esta caja será con la finalidad de anclar el motor y el mecanismo rectificador, el motor se posicionará a un lado de la caja, mientras que el mecanismo rectificador se posicionará en el otro lado, esto es con el fin de distribuir el peso tanto del motor como del mecanismo rectificador.

Esta caja podrá desplazarse longitudinalmente por acción del tornillo elevador, ya que la caja estará sobre guías (marco).

Al analizar las diferentes fuerzas que intervendrán en la caja móvil se ha concluido un diseño capaz de soportar dichas cargas con un factor de seguridad óptimo para el mismo, que a continuación se dará a conocer.



Fuente: Los autores

Figura 2. 40 Caja guía

Como se observa esta caja será conformada por plancha de acero, además posee unas ruedas las cuales nos ayudarán al desplazamiento longitudinal.

Esta caja será manufacturada con plancha de acero de 4mm, ya en el mercado este tipo de espesor es muy comercial, y además cumple con los parámetros de diseño que dará a conocer a continuación.

$$\sigma = \frac{F}{A_{\text{apoyo}}} \quad 45 \quad \text{Ec. (100)}$$

$$\sigma = \frac{1435[N]}{0,035m * 0,004m}$$

$$\sigma = 10,25 [MPa]$$

El esfuerzo permisible de apoyo es 0,9 Sy:

$$[\sigma] = 0,9 * Sy \quad \text{Ec. (101)}$$

El material a utilizar es Acero A-36 (plancha) que posee un límite de resistencia a la fluencia de 235 MPa :

- $\sigma < [\sigma]$
- $10,25 MPa < 211MPa$

El diseño es óptimo.

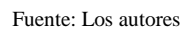
2.6.3.1 Diseño de las ruedas de la caja guía

Estas ruedas serán capaces de permitir el desplazamiento longitudinalmente de la caja guía sin problema alguno, estas ruedas se han diseñado con recubrimiento de caucho, el cual tiene la característica de absorber vibraciones.

Selección de cojinetes:

Para la selección de los cojinetes es necesario realizar un diagrama de cuerpo libre, donde la fuerza de corte es la fuerza que intervendrá directamente para obtener las fuerzas que actúan en cada una de la ruedas.

⁴⁵ Mott, Robert, *Resistencia de materiales*, 5ta edición, Pearson Educacion, México 2009, pág 147



$$F_2 = 84,19 \text{ [N]}$$

$$F_1 = (0 ; -97,25) \text{ [N]}$$

$$F_2 = (5,9 ; 84) \text{ [N]}$$

$$Fr = (5,9 ; -13,25) \text{ [N]}$$

$$Fr = 14,50 \text{ [N]}$$

Punto B

$$M = 61,27 \text{ [Nm]}$$

$$r_B = 0,1686 \text{ m}$$

$$F_2 = \frac{Mr_B}{r_A^2 + r_B^2 + r_C^2 + r_D^2} \quad \text{Ec. (103)}$$

$$F_2 = \frac{61,27 \text{ [Nm]} * 0,1686 \text{ m}}{0,11335^2 + 0,1686^2 + 0,11335^2 + 0,1686^2}$$

$$F_2 = 125,21 \text{ [N]}$$

$$F_1 = (0 ; -97,25) \text{ [N]}$$

$$F_2 = (-93,05 ; 83,8) \text{ [N]}$$

$$Fr = (-93,05 ; -13,45) \text{ [N]}$$

$$Fr = 94 \text{ [N]}$$

Punto C

$$M = 61,27 \text{ [Nm]}$$

$$r_C = 0,11335 \text{ m}$$

$$F_2 = \frac{Mr_C}{r_A^2 + r_B^2 + r_C^2 + r_D^2} \quad \text{Ec. (104)}$$

$$F_2 = \frac{61,27 \text{ [Nm]} * 0,11335 \text{ m}}{0,11335^2 + 0,1686^2 + 0,11335^2 + 0,1686^2}$$

$$F_2 = 84,18 \text{ [N]}$$

$$F_1 = (0 ; -97,25) \text{ [N]}$$

$$F_2 = (5,9 ; -84) \text{ [N]}$$

$$Fr = (5,9 ; -181,25) \text{ [N]}$$

$$Fr = 181,35 \text{ [N]}$$

Punto D

$$M = 61,27 \text{ [Nm]}$$

$$r_B = 0,1686 \text{ m}$$

$$F_2 = \frac{Mr_D}{r_A^2 + r_B^2 + r_C^2 + r_D^2} \quad \text{Ec. (105)}$$

$$F_2 = \frac{61,27 \text{ [Nm]} * 0,1686 \text{ m}}{0,11335^2 + 0,1686^2 + 0,11335^2 + 0,1686^2}$$

$$F_2 = 125,21 \text{ [N]}$$

$$F_1 = (0 ; -97,25) \text{ [N]}$$

$$F_2 = (-93,05 ; -83,8) \text{ [N]}$$

$$Fr = (-93,05 ; -181,05) \text{ [N]}$$

$$Fr = 203,56 \text{ [N]}$$

Se calculará los cojinetes con la mayor de las fuerzas, la cual está ubicada en el punto D, con una magnitud de 204 [N].

La carga en el cojinete será radial, se colocarán dos cojinetes por rueda, por lo que la carga de 204 [N] será dividida para los dos cojinetes.

Entonces se obtiene:

$$P = V * R \quad 46 \quad \text{Ec. (106)}$$

Donde P es la carga equivalente, V es el factor de rotación y toma en cuenta el valor de 1,0 si la pista interna es la que gira, que es lo más común, pero si la pista externa es la que gira se toma el valor de 1,2; en este caso la pista interna es la que gira, y R es la carga radial aplicada.

$$P = 1,2 * 204[N]$$

$$P = 122,4[N]$$

Se escogerá un cojinete de acuerdo a la carga que deberá soportar (ver anexo 20), además de escoger el tipo de cojinete de acuerdo a la carga, también se requiere el número de horas vida útil (ver anexo 23).

Con estos valores obtendremos el factor de vida útil (fL) y el factor de velocidad (fN)(ver anexo 22), los cuales servirán para obtener la carga dinámica del rodamiento a escoger.

El factor de velocidad será el mínimo ya que estas ruedas girarán muy lento.

$$C = \frac{Pd * fL}{fN} \quad \text{Ec. (107)}$$

$$C = \frac{122,4[N] * 3,4}{1,5}$$

$$C = 277,44 [N]$$

Bajo las especificaciones del manual de rodamientos rígidos de bolas de la SKF (ver anexo 39) se escogió el siguiente rodamiento:

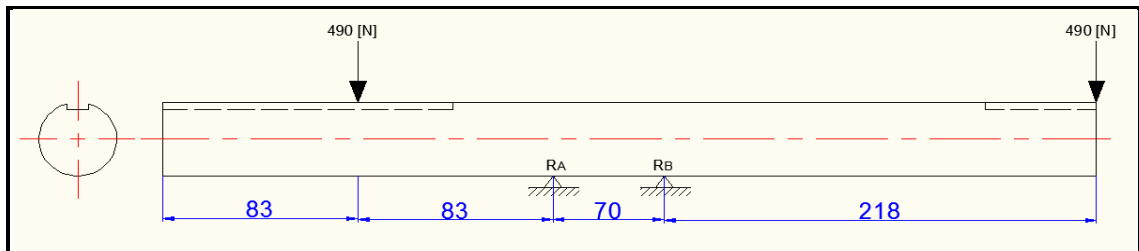
- SKF 61805
- Diámetro interior = 25mm
- Diámetro exterior = 37mm

⁴⁶ MOTT, Robert, *Diseño de elementos de máquinas*, 2^{da} edición, Pearson Educación, México 2006, pág. 617

- Espesor = 7mm
- Capacidad de carga dinámica = 3120 [N].

2.6.4 Diseño del eje que transmite la potencia

El motor tiene un eje de transmisión de movimiento el cual tendrá la función de transmitir el torque necesario a la velocidad requerida al mecanismo rectificador, se propone el siguiente diseño:



Fuente: Los autores

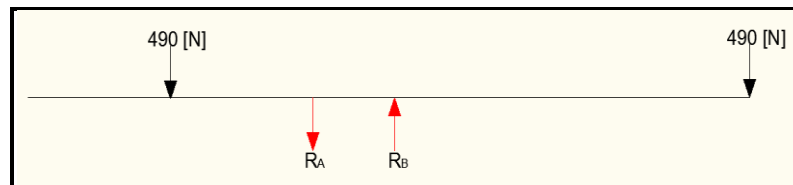
Figura 2. 42 Eje transmisor de potencia

Los apoyos mostrados en este gráfico son los cojinetes, los cuales tendrán la finalidad de resistir las cargas radiales producidas por el peso del motor y del mecanismo rectificador.

Además se puede observar que existe una fuerza actuando fuera del eje que transmite la potencia, esto es porque en ese lado del eje se encuentra el mecanismo rectificador, el cual posee una cierta longitud que la longitud del eje en ese lado no llega a cubrir.

Este eje deberá estar en equilibrio, es decir que $\sum Fv = 0$, para así poder obtener los esfuerzos que intervendrán al poner el funcionamiento dicho eje.

Diagrama de cuerpo libre:



Fuente: Los autores

Figura 2. 43 Diagrama de cuerpo libre

Las reacciones R_A y R_B son el resultado de las fuerzas exteriores aplicadas al eje y estas son:

$$R_A = 455[N] ; R_B = 1435[N]$$

Este eje estará expuesto a cargas de torsión que esta dado por el torque del motor, y también a cargas de flexión debido al peso tanto del motor como del mecanismo rectificador, realizando un análisis se concluyó que la carga de flexión se dará únicamente cuando la máquina rectificadora no esté acoplada al disco de freno, mientras que la carga de torsión será aplicada al funcionamiento de la máquina.

La fuerza producida por el mecanismo rectificador causa la deflexión en la barra, con el momento máximo en el punto donde la barra se fija al soporte. El momento causa un esfuerzo de tensión en la parte superior de la barra, y la magnitud de este esfuerzo es:

$$\sigma = \frac{M}{S} \quad \text{Ec. (108)}$$

Donde M es el momento máximo y S es el módulo de la sección de la barra redonda.

$$\sigma = \frac{32 M}{\pi * D^3} \quad \text{Ec. (109)}$$

$$\sigma = \frac{32 (141,12 [N - m])}{\pi * (0,035m)^3}$$

$$\sigma = 33,53MPa$$

El momento torsional causa esfuerzo cortante torsional, cuya magnitud es:

$$\tau = \frac{16 T}{\pi * D^3} \quad \text{Ec. (110)}$$

Donde T es el torque del motor, ya que este es que le dará movimiento al eje, D es el diámetro del eje.

El torque del motor esta dado bajo especificaciones del fabricante del motor (anexo 16)

$$\tau = \frac{16 (100[N - m])}{\pi * (0,035m)^3}$$

$$\tau = 12 \text{ MPa}$$

Los esfuerzos permisibles para flexión y corte respecto al límite de fluencia del material son $0,6 S_y$ y $0,4 S_y$ respectivamente.

Se escogió un material AISI 1018 el cual posee un límite de fluencia de 235 MPa, entonces tenemos las siguientes verificaciones:

- Esfuerzo en flexión (141 MPa)

$$\sigma < [\sigma]$$

$$33,53 \text{ Mpa} < [141 \text{ Mpa}]$$

- Esfuerzo cortante (94 MPa)

$$\tau < [\tau]$$

$$12 \text{ MPa} < [94 \text{ Mpa}]$$

Se concluye, que el material escogido, el diámetro del eje y el diseño del eje están correctos.

2.6.4.1 Diseño de la cuña del eje que transmite la potencia del motor

El diseño de la cuña se lo hará en base a las dimensiones del eje-motor (ver anexo 16-1), esta cuña transmitirá el torque necesario para el correcto funcionamiento de la máquina rectificadora.

Se tratará de una cuña cuadrada, la cual posee las dimensiones en el anexo antes mencionado, en esta parte del cálculo se diseñará la longitud de la cuña y se verificará que la cuña resista los esfuerzos existentes.

Las fallas que aparecen en una cuña, la cual transmite torsión son dos:

- Falla por cortante
- Falla por compresión

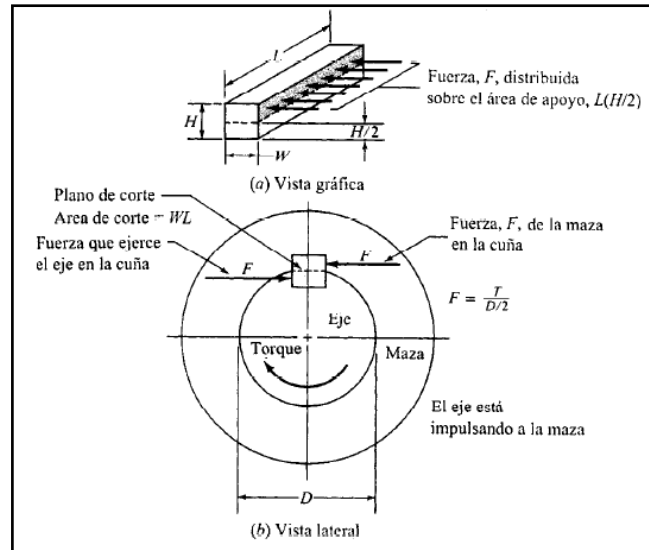
Ahora bien esta cuña será analizada por los casos, así tenemos:

El torque del motor es: $100[\text{N}\cdot\text{m}]$

$$F = \frac{T}{r} \quad \text{Ec. (111)}$$

$$F = \frac{100[N - m]}{(0,035/2)m}$$

$$F = 5714,28 \text{ [N]}$$



Fuente: MOTT, Robert, *Diseño de elementos de máquinas*, 2^{da} edición, Pearson education, México, 1992

Figura 2. 44 Esfuerzos en chavetas

En diseño, puede establecerse que la tensión por esfuerzo de corte es igual a una tensión de diseño en corte que corresponde a la teoría de falla por tensión máxima de esfuerzo de corte.⁴⁷

$$\tau = \frac{0,5Sy}{N} \quad 48 \quad \text{Ec. (112)}$$

N es un factor de seguridad, que depende del tipo de varios factores, para este caso se tomará $N=3$ para aplicaciones industriales, y se tomará un material para la cuña de igual

⁴⁷ MOTT, Robert, *Diseño de elementos de máquinas*, 2^{da} edición, Pearson Educación, México 2006, pág. 340

⁴⁸ Idem., pág. 340

o menor resistencia del eje, dado que la cuña debe fallar antes que el eje por cuestiones de seguridad de la máquina.⁴⁹

Material cuña: AISI 1018 ; $S_y = 235\text{MPa}$.

$$\tau_d = \frac{0,5(235\text{MPa})}{3}$$

$$\tau_d = 39,2\text{MPa}$$

Por consiguiente, la longitud que se necesita para la cuña es:

$$L = \frac{2T}{\tau_d * D * W} \quad 50 \quad \text{Ec. (113)}$$

Donde T = es el torque del motor

τ_d = Tensión de diseño en corte

D = diámetro del eje

W = base del cuña

$$L = \frac{2(100[N - m])}{39200000 \text{ Pa} * 0,035\text{m} * 0,010, \text{m}}$$

$$L = 15\text{mm}$$

La falla en condición de apoyo se relaciona con la tensión o esfuerzo por compresión en el lado de la cuña, el lado del cuñero del eje o el lado del cuñero de la maza. El área en compresión es la misma para cualquiera de estas zonas, $L \times \frac{H}{2}$. Por tanto, la falla se presenta en la superficie con la resistencia a la deformación por compresión más baja.

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N} \quad \text{Ec. (114)}$$

Donde σ_d = tensión de diseño para compresión

⁴⁹ Idem., pág. 340

⁵⁰ MOTT, Robert, *Diseño de elementos de máquinas*, 2^{da} edición, Pearson Educación, México 2006, pág. 340

$$\sigma_d = \frac{235MPa}{3} \quad \text{Ec. (115)}$$

$$\sigma_d = 78MPa$$

Permitir que esta tensión o esfuerzo sea igual a la tensión o esfuerzo de compresión ofrece la posibilidad de calcular la longitud de la cuña que se requiere para este tipo de falla:

$$L = \frac{4T}{\sigma_d * D * H} \quad 51 \quad \text{Ec. (115)}$$

Donde T = torque del motor

σ_d = tensión de diseño para compresión

D = diámetro del eje

H = altura de la cuña.

$$L = \frac{4(100[N - m])}{78000000 Pa * 0,035m * 0,0066m}$$

$$L = 23mm$$

Con el fin de comprobar el diseño de la cuña con las longitudes obtenidas, se tiene que:

Falla por cortante:

$$\tau = \frac{2T}{D * W * L} \quad 52 \quad \text{Ec. (116)}$$

$$\tau = \frac{2(100[N - m])}{0,035m * 0,01m * 0,015m}$$

$$\tau = 38 MPa$$

Falla por compresión:

$$\sigma = \frac{4T}{D * L * H} \quad 53 \quad \text{Ec. (117)}$$

⁵¹ MOTT, Robert, *Diseño de elementos de máquinas*, 2^{da} edición, Pearson Educación, México 2006, pág. 340

⁵² Idem., pág 339

$$\sigma = \frac{4(100[N - m])}{0,035m * 0,023m * 0,0066m}$$

$$\sigma = 75,3 \text{ MPa}$$

Por motivos de diseño, esas longitudes no serán las que se tomará en cuenta, sino las siguientes:

$L = 50\text{mm}$; porque en el eje donde la cuña irá ubicada tiene esa longitud, por tanto se recalculará los esfuerzos, a continuación:

Falla por cortante:

$$\tau = \frac{2T}{D*W*L} \quad \text{Ec. (118)}$$

$$\tau = \frac{2(100[N - m])}{0,035m * 0,01m * 0,05m}$$

$$\tau = 11,43 \text{ MPa}$$

Falla por compresión:

$$\sigma = \frac{4T}{D*L*H} \quad \text{Ec. (119)}$$

$$\sigma = \frac{4(100[N - m])}{0,035m * 0,05m * 0,0066m}$$

$$\sigma = 34,63 \text{ MPa}$$

Se puede concluir que los esfuerzos obtenidos son menores a los admisibles, por tanto el diseño esta correcto.

- $\sigma < \sigma_d$; $34,63 \text{ MPa} < 78\text{MPa}$
- $\tau < \tau_d$; $11,43 \text{ MPa} < 39,2\text{MPa}$

⁵³ Idem., pág 340

2.6.4.2 Diseño cojinetes (carga radial)

El eje antes calculado deberá ser soportado por un par de cojinetes los cuales se encargarán de soportar las cargas radiales encontradas en el eje.

$$P = V * R \quad ^{54}$$

Donde P es la carga equivalente, V es el factor de rotación y toma en cuenta el valor de 1,0 si la pista interna es la que gira, que es lo más común, pero si la pista externa es la que gira se toma el valor de 1,2; en este caso la pista interna es la que gira, y R es la carga radial aplicada.

En el análisis de cuerpo libre del eje encontramos que la mayor reacción frente a las cargas externas es R_B .

$$P = 1 * 1592,5[N]$$

$$P = 1592,5 [N]$$

Se escogerá un cojinete de acuerdo a la carga que deberá soportar (ver anexo 20), además de escoger el tipo de cojinete de acuerdo a la carga, también se requiere el número de horas vida útil (ver anexo 23).

Con estos valores se obtiene el factor de vida útil (fL) y el factor de velocidad (fN)(ver anexo 22), los cuales servirán para obtener la carga dinámica del rodamiento a escoger.

$$C = \frac{Pd * fL}{fN}$$

$$C = \frac{1592,5 * 3,4}{0,68}$$

$$C = 7962,5 [N]$$

Bajo las especificaciones del manual de rodamientos rígidos de bolas de la SKF (ver anexo 27) se escogió el siguiente rodamiento:

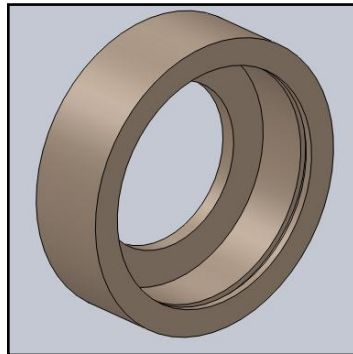
⁵⁴ MOTT, Robert, *Diseño de elementos de máquinas*, 2^{da} edición, Pearson Educación, México 2006, pág. 617

- SKF 6008
- Diámetro interior = 40mm
- Diámetro exterior = 68mm
- Espesor = 15mm
- Capacidad de carga dinámica = 16800 [N].

2.6.4.3 Diseño de anillos para cojinetes

Estos anillos serán ensamblados en la caja guía mediante soldadura, estos anillos soportarán los rodamientos SKF 6008, y estos a su vez soportarán el eje que transmite la potencia del motor.

Este diseño será analizado por esfuerzo de apoyo y por esfuerzo a tensión, a continuación:



Fuente: Los autores

Figura 2. 45 Anillo para cojinete

Al analizar por el esfuerzo de apoyo, nos basaremos para su comprobación en el esfuerzo de apoyo admisible que es el $0,9 S_y$.⁵⁵

$$\sigma = \frac{F}{A_{apoyo}} \quad \text{Ec. (122)}$$

Donde F = es la fuerza ejercida en el cojinete

A_{apoyo} = es el área de contacto del cojinete con el anillo (según dimensiones cojinete)

⁵⁵ Mott, Robert, *Resistencia de materiales*, 5ta edición, Pearson Educacion, México 2009, pág 151

$$\sigma = \frac{1592,5 [N]}{0,062m * 0,014m}$$

$$\sigma = 1834,7 KPa$$

Este anillo también estará sometido a tensión, para lo cual la fórmula de esfuerzo por tensión es:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{Ec. (121)}$$

Donde A = es el área del anillo, se ha escogido un espesor de 7mm, con el propósito de no tener ningún inconveniente al realizar la soldadura, ya que el cordón de soldadura penetrará en el anillo.

$$A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) \quad \text{Ec. (122)}$$

Donde: D es el diámetro mayor del anillo

d es el diámetro menor del anillo (lugar donde se aloja el rodamiento)

$$\sigma = \frac{1592,5[N]}{\frac{\pi}{4}(0,076^2 - 0,062^2)m^2}$$

$$\sigma = 1049,5 KPa$$

El esfuerzo permisible de apoyo es mayor al esfuerzo de apoyo obtenido, por tanto el diseño es correcto.

- $\sigma < [\sigma]$
- $1,83 MPa < 211MPa$

2.6.4.3.1 Diseño de la soldadura

La soldadura alrededor del anillo para cojinetes servirá para fijarla a la caja guía, la cual posee la finalidad de desplazar verticalmente al mecanismo rectificador y al motor.

Esta soldadura está en una unión que está sometida a flexión, por esta razón será analizada como *uniones soldadas sujetas a flexión*.

Como es una unión sometida a flexión existe una fuerza cortante V y una reacción de momento M .

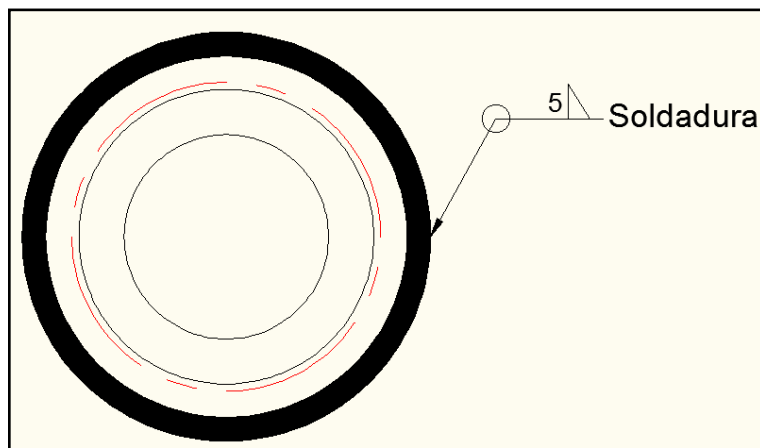
La fuerza cortante V genera un primer cortante, y el segundo cortante lo genera el momento M , entonces tenemos:

$$\tau_1 = \frac{F}{A} \quad ^{56}$$

Donde F es la fuerza aplicada

A es el área del cordón de soldadura.

Existe un tamaño mínimo de cordón según el espesor de la placa (ver anexo 28), para este tipo de unión se ha escogido un cordón mínimo de 5mm con un electrodo E 6011, ya que este es el más usado y posee una buena resistencia.



Fuente: Los autores

Figura 2. 46 Soldadura alrededor del anillo

$$A = 1,414 * \pi * h * r \quad ^{57} \quad \text{Ec. (123)}$$

Donde h es la garganta de la soldadura.

r es el radio donde se ubicará el cordón.

⁵⁶ BUDYNAS, Richard G – NISBETT, J.Keith – RIOS SANCHEZ, Miguel Ángel, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va edición, McGraw Hill/interamericana editores S.A – México, 2008, p.469

⁵⁷ Idem., p.471

$$A = 1,414 * \pi * 0,005m * 0,076m$$

$$A = 1,69 \times 10^{-3} m^2$$

$$\sigma_1 = \frac{490}{1,69 \times 10^{-3} m^2}$$

$$\tau_1 = 290,3 \text{ KPa}$$

El segundo cortante:

$$\tau_2 = \frac{M * r}{I} \quad 58 \quad \text{Ec. (124)}$$

Donde I es la inercia que está ligada al segundo momento unitario de área Iu .

$$Iu = \pi * r^3 \quad 59 \quad \text{Ec. (125)}$$

$$Iu = \pi * (0,038m)^3$$

$$Iu = 1,72 \times 10^{-4} m^3$$

Calculo de la Inercia:

$$I = 0,707 * h * Iu \quad 60 \quad \text{Ec. (126)}$$

$$I = 0,707 * 0,005m * 1,72 \times 10^{-4} m^3$$

$$I = 6,09 \times 10^{-7} m^4$$

$$\tau_2 = \frac{95,06[N - m] * 0,19m}{6,09 \times 10^{-7} m^4}$$

$$\tau_2 = 29,65 \text{ MPa}$$

La resultante de estas dos cortantes, es la siguiente:

$$\tau = \sqrt{(\tau_1)^2 + (\tau_2)^2} \quad \text{Ec. (127)}$$

⁵⁸ BUDYNAS, Richard G – NISBETT, J.Keith – RIOS SANCHEZ, Miguel Ángel, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va edición, McGraw Hill/interamericana editores S.A – México, 2008, pág. 469

⁵⁹ Idem., p.471

⁶⁰ Idem., pág.469

$$\tau = \sqrt{(0,29MPa)^2 + (29,02MPa)^2}$$

$$\tau = 29,67MPa$$

Según las propiedades mínimas del metal de aporte (ver anexo 29) un electrodo *E60xx* posee una resistencia a la fluencia (*Sy*) de *345MPa*, para una soldadura sometida a esfuerzo cortante, el esfuerzo admisible es *0,4 Sy*.

$$[\tau] = 0,4Sy$$

$$[\tau] = 0,4(345MPa)$$

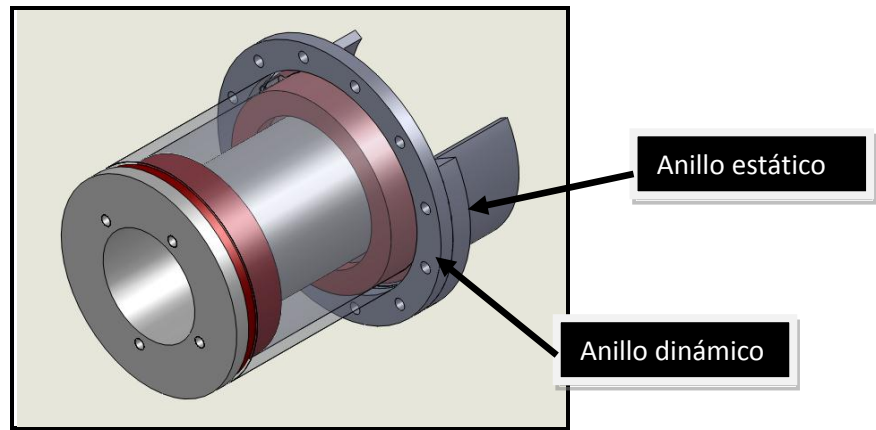
$$[\tau] = 138MPa ; \tau < [\tau]$$

2.6.5 Diseño mecanismo posición – anclaje

Este mecanismo tendrá la función de posicionar al mecanismo rectificador según se requiera y además lo anclará para realizar el rectificado.

El mecanismo rectificador tendrá la característica de girar en torno al disco de freno, para así, al mecanismo rectificador poderlo posicionar donde se requiera, ya que el soporte del Cáliper de freno en el auto se encuentra en una posición diferente en los laterales del auto.

Este mecanismo posición – anclaje consta de dos anillos, uno de ellos estará estático (ensamblado por soldadura a la caja móvil) y el otro se lo ensamblará por soldadura al tubo de 220mm del mecanismo móvil, en cual posee la característica de girar en su propio eje, entonces se tratará primero de posicionar al mecanismo rectificador para posteriormente este anclarlo al anillo estático mediante pernos, a continuación un gráfico explicativo para su comprensión:



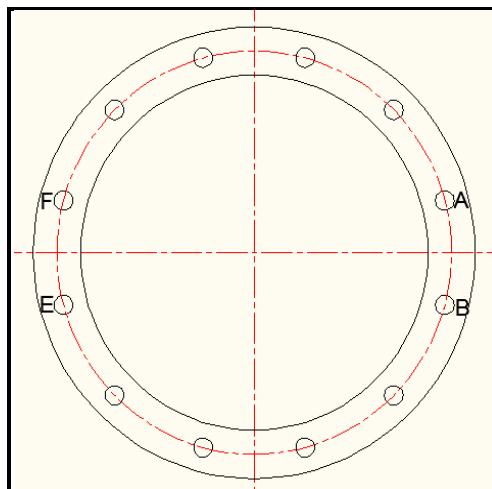
Fuente: Los autores

Figura 2. 47 Mecanismo posición – anclaje

Tanto los anillos, como lo pernos de anclaje serán diseñados para que soporten las fuerzas implicadas en el rectificado sin problema alguno.

Diseño pernos de anclaje

Los pernos de anclaje serán diseñados por cortante, ahora como los espárragos de los discos de freno son de diámetro 12mm, se tomará ese diámetro como inicial para verificar que soporte la carga por cortante y además con un máximo de 4 pernos de anclaje para su mayor rapidez al cambiar de posición al mecanismo rectificador, el cual posee los buriles de corte.

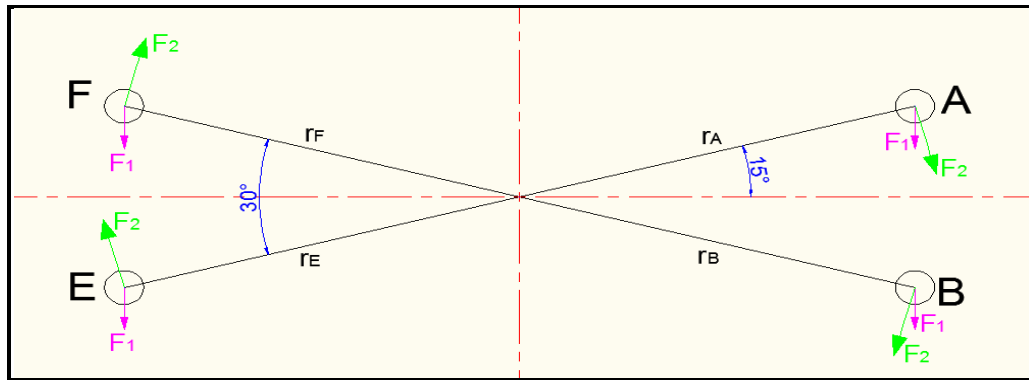


Fuente: Los autores

Figura 2. 48 Posición agujeros para pernos de anclaje

Como se observa en el gráfico los puntos señalados serán donde los pernos ancladores estarán posicionados, por tanto se obtendrá las fuerzas que interviene en los puntos, y por último se comprobará si en perno de 12mm es factible para que soporte las cargas.

Diagrama de las fuerzas que intervendrán en los anillos, tanto en el estático como en el dinámico.



Fuente: Los autores

Figura 2. 49 Diagrama de cuerpo libre

Como ya se obtuvo la fuerza de corte, ahora solo se obtendrá las fuerzas resultantes de los cuatro puntos que se muestra en el gráfico.

Fuerza primaria

$$F_1 = V_1 / n \quad \text{Ec. (128)}$$

$$F_1 = 389 \text{ [N]} / 4$$

$$F_1 = 97,25 \text{ [N]}$$

Carga del momento o cortante secundario

Las fuerzas secundarias son las mismas en los 6 pernos; entonces se obtiene que:

$$M = 61,27 \text{ [Nm]}$$

$$r = 0,125 \text{ m}$$

$$F_2 = \frac{Mr}{6r^2} \quad \text{Ec. (129)}$$

$$F_2 = \frac{61,27 \text{ [Nm]}}{4(0,125)m}$$

$$F_2 = 122,54 \text{ [N]}$$

Analizando los puntos se tiene que:

Punto A

$$F_1 = (0 ; -97,25) \text{ [N]}$$

$$F_2 = (31,72 ; -118,36) \text{ [N]}$$

$$Fr = (31,72 ; -215,61) \text{ [N]}$$

$$Fr = 217,93 \text{ [N]}$$

Punto B

$$F_1 = (0 ; -97,25) \text{ [N]}$$

$$F_2 = (-31,72 ; -118,36) \text{ [N]}$$

$$Fr = (-31,72 ; -215,6) \text{ [N]}$$

$$Fr = 217,93 \text{ [N]}$$

Punto E

$$F_1 = (0 ; -97,25) \text{ [N]}$$

$$F_2 = (-31,72 ; 118,36) \text{ [N]}$$

$$Fr = (-31,72 ; 21,11) \text{ [N]}$$

$$Fr = 38,10 \text{ [N]}$$

Punto F

$$F_1 = (0 ; -97,25) \text{ [N]}$$

$$F_2 = (31,72 ; 118,36) \text{ [N]}$$

$$Fr = (31,72 ; 21,11) \text{ [N]}$$

$$Fr = 38,10 \text{ [N]}$$

La mayor fuerza que intervendrá en los pernos y en los anillos será de 218 [N], para lo cual se tiene:

Perno M12 Grado 2

$$\text{Diámetro menor} = 76,3 \text{ mm}^2 \text{ (Anexo 2)}$$

$$\tau = \frac{F}{As}$$

$$\tau = \frac{218 \text{ [N]}}{7,63 * 10^{-5} \text{ m}^2}$$

$$\tau = 1911 \text{ Kpa (Esfuerzo en cada perno)}$$

Como ya se ha visto que el esfuerzo permisible en cortante es del 0,4 Sy, se verificará que cumpla con esta constante.

$$[\tau] = 0,4(235 \text{ MPa})$$

$$[\tau] = 94 \text{ MPa}$$

- $\tau < [\tau]$
- $2 \text{ MPa} > 94 \text{ MPa}$

2.6.6 Diseño de los resortes niveladores

El diseño de estos resortes niveladores, se da porque el piso, o quizás el auto no se encuentra totalmente nivelado (0 grados), al momento de unir el acople universal con el disco de freno, las caras externas tanto del disco como del acople deben quedar perfectamente unidas para obtener un correcto rectificado sin el esfuerzo exagerado de los componentes del mecanismo rectificador, en el siguiente gráfico se explica de una mejor manera:

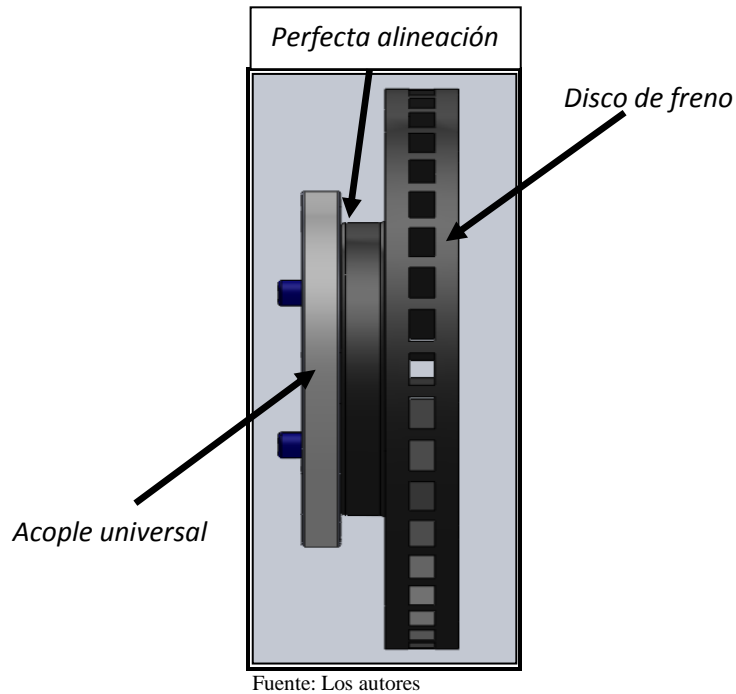


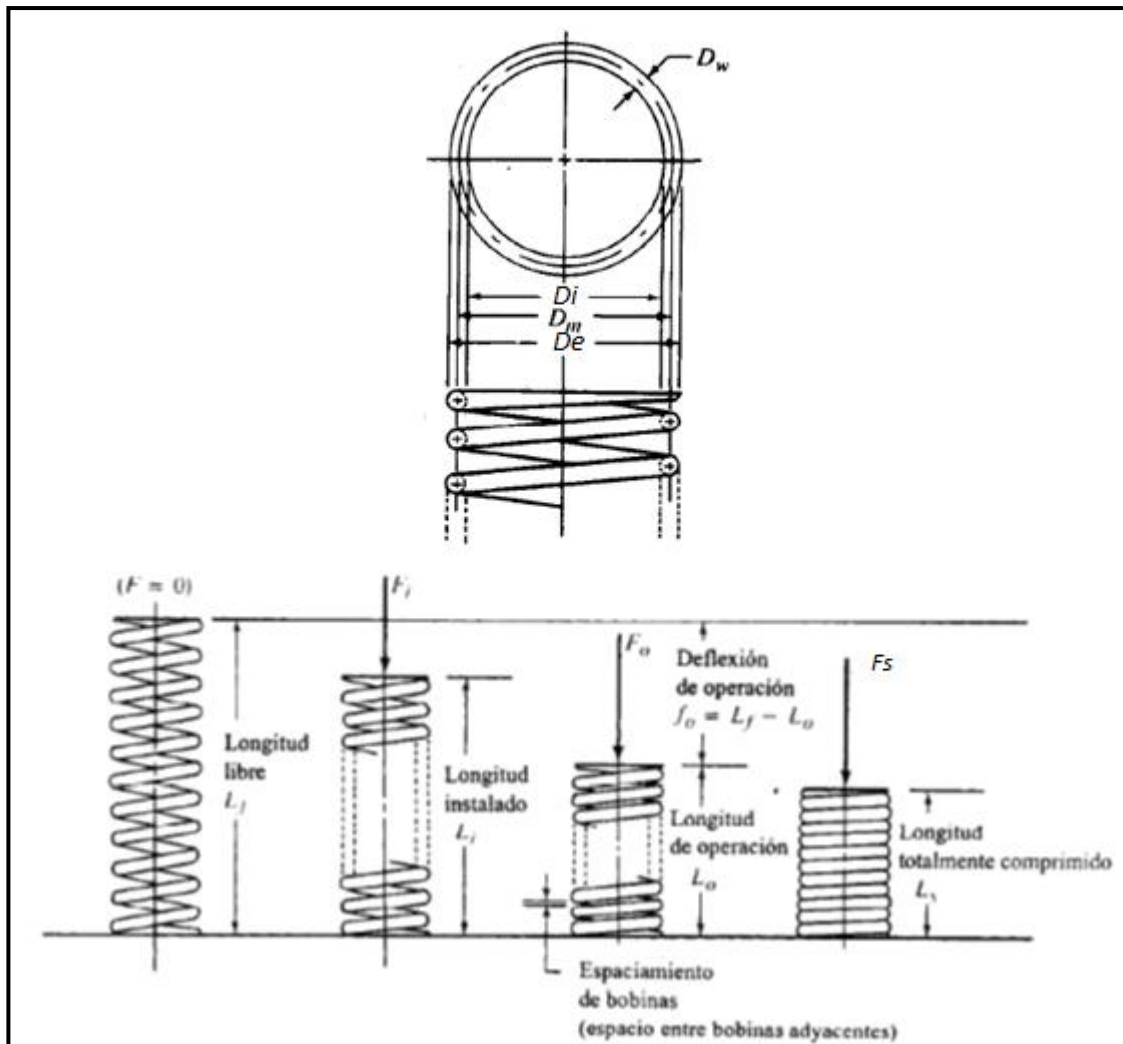
Figura 2. 50 Alineación acople universal – disco de freno

Estos resortes deben soportar el peso del mecanismo rectificador, motor, y todos los componentes del soporte principal.

El mecanismo rectificador que contiene el acople universal tendrá la capacidad de girar 2 grados horarios y 2 anti horarios, esta referencia fue tomada en cuenta al cambiar un neumático en una superficie aproximadamente plana, la caras del disco de freno respecto al piso se encuentran 2 grados desviados aproximadamente.

El sistema de resortes soportará las cargas antes mencionadas y la deformación de los mismos se lo hará aplicando una pequeña fuerza con el objetivo de unir perfectamente.

Se ha escogido un resorte de compresión basándonos en los diferentes usos que tienen ellos (ver anexo 30), además con los extremos a escuadra, ya que sus superficies de contacto son planas.



Fuente: Fuente: MOTT, Robert, *Diseño de elementos de máquinas*, 2^{da} edición, Pearson education, México, 1992

Figura 2. 51 Notación para longitudes y fuerzas

Donde:

- D_e = diámetro externo
- D_i = diámetro interno.
- D_w = diámetro del alambre.
- D_m = diámetro medio (se utilizará para calcular el esfuerzo y la deflexión de un resorte).
- L_f = Longitud libre (es la longitud que tiene el resorte cuando no ejerce fuerza)

- L_s = Longitud comprimida (es la que tiene el resorte cuando se comprime hasta el punto en que todas sus espiras se tocan).
- L_o = longitud de operación.
- L_i = longitud instalada (precargado).
- L_o = longitud de operación.
- F_s = Fuerza necesaria para lograr L_s .
- F_o = Es la fuerza máxima que siente el resorte en su operación normal.
- F_i = Fuerza a la longitud instalada.
- F = fuerza en la longitud libre.
- N = representa el número total de espiras de un resorte.
- N_a = número de espiras activas.

El material del resorte será ASTM 229 (ver anexo 31), en este anexo se encuentran los diámetros de alambre disponibles para el tipo de material escogido, para el cálculo se escogerá el mínimo diámetro para verificar si satisface o no ese diámetro, si no llegara a satisfacer se escogerá otro diámetro de alambre hasta que sea el óptimo.

Los resortes niveladores irán precargados (F_i), y trabajarán con una fuerza de operación (F_o), para lo cual constarán de una L_i y L_o respectivamente.

A continuación se iniciará el cálculo del resorte con la *constante del resorte*:

$$k = \frac{\Delta F}{\Delta L} \quad \text{Ec. (130)}$$

$$k = \frac{F_o - F_i}{L_i - L_o} \quad \text{Ec. (131)}$$

Donde k = es la constante del resorte

$F_o = 1011$ [N], esta fuerza se ha obtenido por la sumatoria de la fuerza a la longitud instalada más una pequeña fuerza de 31[N], la cual será aplicada por el operario de la máquina para poderla nivelar al disco de freno.

$$k = \frac{1011[N] - 980[N]}{0,03m - 0,015m}$$

$$k = 2066,67 \frac{N}{m}$$

Índice de resorte:

La relación del diámetro medio del resorte con el diámetro del alambre se denomina índice de resorte C .

Se recomienda que C sea mayor que 5, con resortes típicos para maquinaria que tienen valores de C que varían entre 5 y 12. Para C menor que 5, la formación del resorte será muy difícil y la deformación severa que se requiere puede generar fracturas en el resorte, mientras que una C mayor contribuirá la tendencia al pandeo en el resorte.⁶¹

$$C = \frac{D_m}{D_w} \quad \text{Ec. (132)}$$

Se tomará $C = 9$, ya que es la mitad del rango establecido para determinar D_m ; entonces:

$$D_m = 27\text{mm}; D_e = 30\text{mm}; D_i = 24\text{mm}$$

$$\text{El intervalo recomendado de vueltas activas es } 3 \leq N_a \leq 15.^{62} \quad \text{Ec. (133)}$$

Se ha escogido $N_a = 5$, por cuestión de espacio donde irá ubicado el resorte, pero por tratarse de un resorte con los extremos a escuadra el número total de espiras es:

$$N = N_a + 2 \quad ^{63} \quad \text{Ec. (134)}$$

$$N = 5 + 2$$

$$N = 7$$

Efecto de curvatura (K):

Es el término al que se atribuye la curvatura del alambre y la tensión por esfuerzo de corte directo. En términos analíticos, K está relacionada con C .

⁶¹ MOTT, Robert, *Diseño de elementos de máquinas*, 2^{da} edición, Pearson Educación, México 2006, pág. 214

⁶² BUDYNAS, Richard G – NISBETT, J. Keith – RIOS SANCHEZ, Miguel Ángel, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va edición, McGraw Hill/interamericana editores S.A – México, 2008, p.510

⁶³ BUDYNAS, Richard G – NISBETT, J. Keith – RIOS SANCHEZ, Miguel Ángel, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va edición, McGraw Hill/interamericana editores S.A – México, 2008, p.503

$$K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0,615}{C} \quad 64 \quad \text{Ec. (135)}$$

$$K = \frac{4(9) - 1}{4(9) - 4} + \frac{0,615}{9}$$

$$K = 1,09 + 0,068$$

$$K = 1,16$$

Esfuerzo de fluencia a la torsión del alambre:

$$Sut = \frac{A}{D_w^m} \quad 65 \quad \text{Ec. (136)}$$

Donde Sut = resistencia a la tensión

Dw es el diámetro del alambre

A y m son constantes para estimar la resistencia de tensión mínima de alambres para fabricar resortes comunes (ver anexo pag 507 shigley)

$$Sut = \frac{[1855 \text{ MPa}] * [mm]^m}{3mm^{0,187m}} \quad \text{Ec. (137)}$$

$$Sut = 1510,5 \text{ MPa}$$

Con esta resistencia de tensión mínima se obtendrá el esfuerzo de fluencia (ver anexo 32).

$$[\tau] = 0,50 Sut \quad \text{Ec. (138)}$$

$$[\tau] = 0,50 * 1510,5 \text{ MPa}$$

$$[\tau] = 755,25 \text{ MPa}$$

⁶⁴ MOTT, Robert, *Diseño de elementos de máquinas*, 2^{da} edición, Pearson Educación, México 2006, pág. 218

⁶⁵ BUDYNAS, Richard G – NISBETT, J.Keith – RIOS SANCHEZ, Miguel Ángel, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va edición, McGraw Hill/interamericana editores S.A – México, 2008, p.505

La estructura que contiene el mecanismo rectificador, el motor y demás componentes serán soportados por dos resortes, es decir que el peso total será dividido entre los dos resortes, dando como resultado que solo un resorte me tendrá que soportar 505,5 [N].

$$Fo = \frac{\pi * Dw^3 * [\tau]}{8 * K * Dm} \quad 66 \quad \text{Ec. (139)}$$

$$Fo = \frac{\pi * (0,003m)^3 * [755,25MPa]}{8 * 1,16 * 0,027m}$$

$$Fo = 255,68 [N]$$

Como se observa Fo es menor al rango que se requiere, por tanto se deberá cambiar el diámetro del alambre ó a su vez cambiar el tipo de material del resorte.

Se escogerá un diámetro de alambre (Dw) = 3,8mm (ver anexo 33)

$$Fo = \frac{\pi * (0,0038m)^3 * [755,25MPa]}{8 * 1,16 * 0,027m}$$

$$Fo = 519,6 [N]$$

El diámetro de alambre escogido fue óptimo para el Fo requerido, pero por cuestión de factor de seguridad se escogerá como diámetro de alambre 4mm.

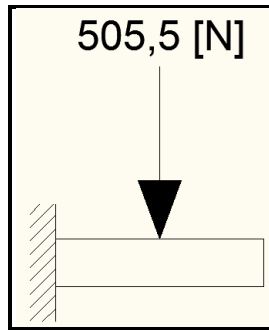
2.6.6.1 Diseño soporte resortes

Los resortes niveladores tendrán una base para su asentamiento, el cual irá soldado a las columnas antes calculadas de la estructura soporte.

Este soporte hará que los resortes trabajen si existirá algún tipo de desviación en el disco de freno para ensamblarse con el acople universal.

El diseño a proponer es el siguiente:

⁶⁶ MOTT, Robert, *Diseño de elementos de máquinas*, 2^{da} edición, Pearson Educación, México 2006, pág. 218

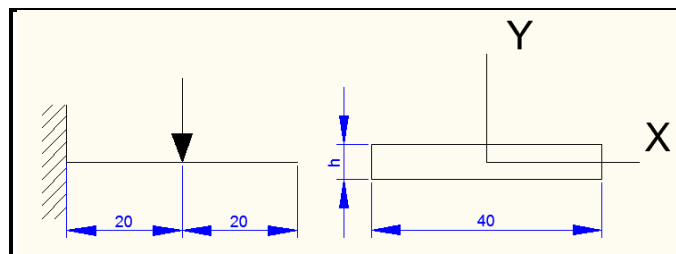


Fuente: Los Autores

Figura 2. 52 Diagrama de cuerpo libre

Como se observa al gráfico anterior, este soporte de resortes estará expuesto a la fuerza que generará el resorte, por tanto el diseño deberá ser por flexión.

Se desea obtener la altura de la sección transversal.



Fuente: Los Autores

Figura 2. 53 Diagrama de cuerpo libre - sección transversal

$$\sigma = \frac{M * c}{I}$$

Donde: M = momento máximo

C = distancia desde el centroide de la sección a las fibras exteriores, se probará con una altura de la sección transversal de 6mm.

I = Inercia respecto al posicionamiento de la sección.

$$\sigma = \frac{10,11[N - m] * 0,003m}{7,2 \times 10^{-10} m^4}$$

$$\sigma = 42,12 \text{ MPa}$$

Este valor de flexión se comparará con el esfuerzo de flexión admisible, se utilizará acero AISI 1010 ($S_y = 235 \text{ MPa}$).

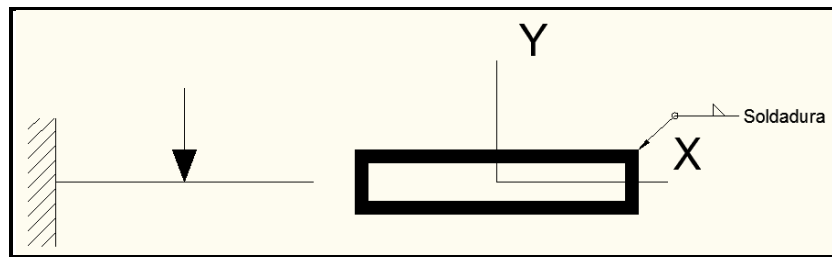
$$[\sigma] = 0,6 * (235 \text{ MPa})$$

$$[\sigma] = 141 \text{ MPa}$$

- $\sigma < [\sigma]$
- $42,12 \text{ MPa} < 141 \text{ MPa}$ (Se concluye que el diseño propuesto es correcto)

2.6.6.1.1 Diseño de la soldadura del soporte de los resortes.

La soldadura se analizará como esfuerzos en uniones soldadas sujetas a flexión.



Fuente: Los Autores

Figura 2. 54 Sección transversal especificando soldadura

$$\tau = \frac{M * c}{I}$$

$$\tau = \frac{1,414 * M}{b * d * h} \quad 67 \quad \text{Ec. (139)}$$

Donde: b , d y h son dimensiones de la soldadura (ver anexo 34).

M = momento máximo

$$\tau = \frac{1,414 * 10,11 [N - m]}{0,04 * 0,006 * 0,003}$$

⁶⁷ BUDYNAS, Richard G – NISBETT, J.Keith – RIOS SANCHEZ, Miguel Ángel, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va edición, McGraw Hill/interamericana editores S.A – México, 2008, p.469

$$\tau = 11,91 \text{ MPa}$$

El material de aporte será E6011, que tiene un $S_y = 345 \text{ MPa}$ ver anexo 29

$$[\tau] = 0,4 S_y ; [\tau] = 138 \text{ MPa}$$

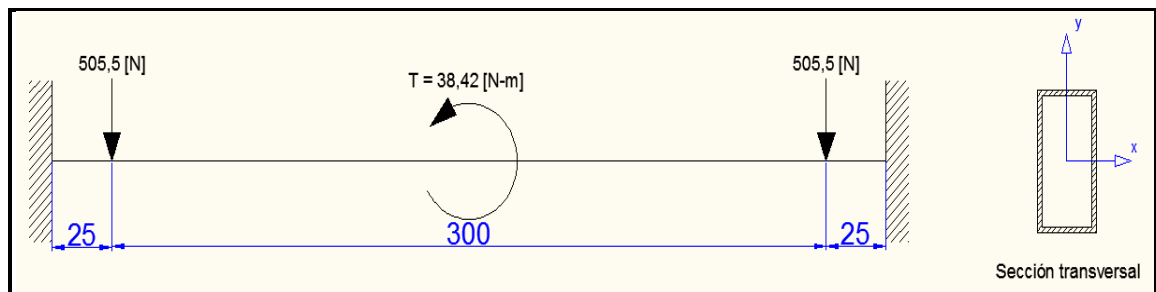
- $\tau < [\tau]$

2.6.6.2 Diseño del perfil para el soporte de los resortes

En el mercado existe una gran variedad de perfiles para la fabricación de diversas estructuras dependiendo del esfuerzo que tendrán que soportar, o por algunas variables que tendrán que satisfacer (espacio, etc).

Existen dos tipos de perfiles que pueden ser utilizados (tubo rectangular, tubo cuadrado), se ha escogido un tubo rectangular tomando en cuenta una variable la cuál es: espacio, se sabe que un tubo cuadrado trabajo mejor que un tubo rectangular, pero el esfuerzo que tendrá que resistir es pequeño, por esta razón no amerita un perfil tubo cuadrado.

Diagrama de cuerpo libre:



Fuente: Los Autores

Figura 2. 55 Diagrama de cuerpo libre perfil - soporte resortes

Como se observa, este tubo rectangular esta empotrado a los extremos (soldado), este perfil será analizado mediante la teoría de falla por esfuerzo cortante máximo. Entonces se tiene que:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad 68 \quad \text{Ec. (140)}$$

Se escogió analizar por este método dado que existen fuerzas que causan flexión y un torque que produce torsión.

Características del perfil (tubo rectangular):

- Dimensiones perfil: $50mm \times 25mm \times 2mm$
- $I_x = 1 \times 10^{-7} m^4$
- $I_y = 7,03 \times 10^{-8} m^4$

$$\sigma = \frac{Mc}{I}$$

Donde: M = momento máximo existente.

c = distancia del centroide a las fibras exteriores.

I = Inercia del perfil según el posicionamiento.

El momento máximo se lo obtendrá mediante tablas donde las vigas están expuestas a cargas y con diferentes apoyos (ver anexo 35).

$$M_{max} = 21,79[N - m]$$

$$\sigma = \frac{21,79[N - m] * 0,025m}{1 \times 10^{-7} m^4}$$

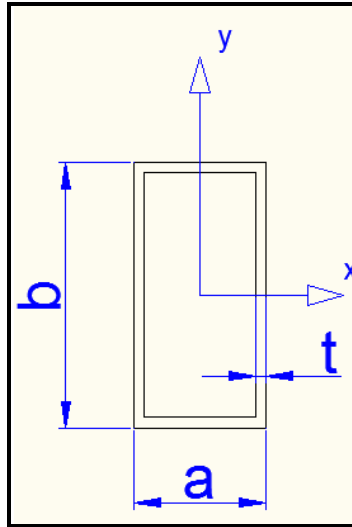
$$\sigma = 5,45 MPa$$

Torsión en secciones no circulares (ver anexo 36)

$$\tau = \frac{T}{Q} \quad \text{Ec. (141)}$$

Zp (módulo de sección polar) es sustituido por Q

⁶⁸ MOTT, Robert, *Diseño de elementos de máquinas*, 4^{ta} edición, Pearson Educación, México 2006, pág. 546



Fuente: Los Autores

Figura 2. 56 Dimensionamiento sección transversal

$$Q = 2t(a - t)(b - t) \quad ^{69} \quad \text{Ec. (142)}$$

$$Q = 2 * 0,002m(0,025m - 0,002m)(0,05m - 0,002m)$$

$$Q = 4,42 \times 10^{-6} m^3$$

$$\tau = \frac{38,418[N - m]}{4,42 \times 10^{-6} m^3}$$

$$\tau = 8,7 \text{ MPa}$$

Estos valores de esfuerzo flexionante y por torsión serán reemplazados en la fórmula de teoría de falla por esfuerzo cortante máximo:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{5,45 \text{ MPa}}{2}\right)^2 + (8,7 \text{ MPa})^2}$$

$$\tau_{max} = 9,12 \text{ MPa}$$

Se comprobará el diseño con el esfuerzo admisible para esfuerzo cortante:

⁶⁹ MOTT, Robert, *Resistencia de materiales*, 3^{ra} edición, Pearson Educación, México, pág. 178

$$[\tau] = 0,4S_y$$

Se utilizará tubería mecánica con un esfuerzo de fluencia (S_y) = 235 MPa (ver anexo37).

$$[\tau] = 0,4 * 235MPa$$

$$[\tau] = 94 MPa$$

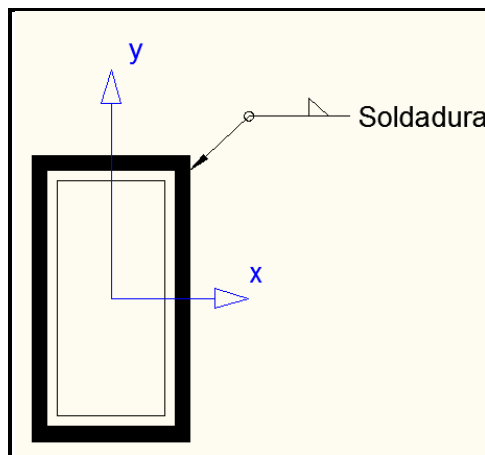
Se concluye que:

$$\tau < [\tau]$$

$$9,12 < [94MPa]$$

2.6.6.2.1 Diseño de la soldadura

La soldadura en el perfil rectangular estará sometida a torsión dado que existe un torque el cuál tratará de romperla, pero además de torsión la soldadura estará expuesta a flexión debido a las fuerzas externas actuando en el perfil.



Fuente: Los Autores

Figura 2. 57 Perfil rectangular especificando soldadura

Diseño por torsión

Al analizar el perfil rectangular, este generará reacciones en los apoyos por acción de las cargas, y estas generarán fuerza cortante y un momento máximo.

La fuerza cortante produce un esfuerzo cortante primario y el momento producirá un esfuerzo cortante secundario.

$$\tau_1 = \frac{V}{A} ; \tau_2 = \frac{M*r}{J} \quad 70 \quad \text{Ec. (143)}$$

Donde: A = el área de la garganta de todas las soldaduras. (Ver anexo 38)

$$A = 1,414 * h * (b + d) \quad 71 \quad \text{Ec. (144)}$$

h = garganta de la soldadura.

b y d = dimensiones del perfil rectangular

$$A = 1,414 * 5mm * (25mm + 50mm)$$

$$A = 530,25 \text{ mm}^2$$

V = Fuerza cortante, la fuerza cortante se obtendrá mediante el posicionamiento de las cargas y por los tipos de apoyos (ver anexo 35)

$$\tau_1 = \frac{795,83[N]}{530,25 \text{ mm}^2}$$

$$\tau_1 = 1,5 \text{ MPa}$$

$$\tau_2 = \frac{M*r}{J} \quad \text{Ec. (145)}$$

Donde: M = momento máximo existente, el cual genera torsión

r = distancia desde el centroide de la soldadura hasta el punto de interés.

J = segundo momento polar de inercia.

$$J = 0,707 * h * J_u \quad 72 \quad \text{Ec. (146)}$$

⁷⁰ BUDYNAS, Richard G – NISBETT, J.Keith – RIOS SANCHEZ, Miguel Ángel, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va edición, McGraw Hill/interamericana editores S.A – México, 2008, p.464

⁷¹ Idem., p. 466

⁷² BUDYNAS, Richard G – NISBETT, J.Keith – RIOS SANCHEZ, Miguel Ángel. Op. Cit. p. 465

h = garganta de la soldadura

J_u = segundo momento polar unitario del área. (ver anexo 38)

$$J_u = \frac{(b+d)^3}{6} \quad \text{Ec. (147)}$$

$$J_u = \frac{(25\text{mm} + 50\text{mm})^3}{6}$$

$$J_u = 70312,5 \text{ mm}^3$$

$$J = 0,707 * h * J_u$$

$$J = 0,707 * 5\text{mm} * 70312,5 \text{ mm}^4$$

$$J = 248554,7 \text{ mm}^4 = 2,49 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

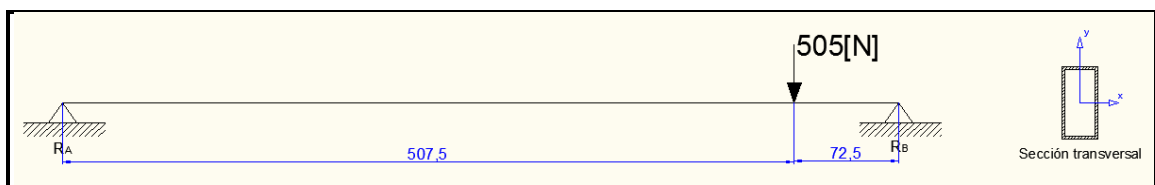
$$\tau_2 = \frac{M * r}{J}$$

$$\tau_2 = \frac{38,42[N - m] * 0,0279\text{m}}{2,49 \times 10^{-7} \text{ m}^4}$$

$$\tau_2 = 4,3 \text{ MPa}$$

2.6.7 Diseño del perfil donde irán ubicadas las ruedas

En este perfil estarán ubicadas las ruedas, como este perfil esta unido por soldadura al perfil soporte de los resortes, las fuerzas ejercidas en el perfil soporte de los resortes se trasladaran al perfil soporte que se está calculando.



Fuente: Los Autores

Figura 2. 58 Diagrama de cuerpo libre soporte ruedas

$$R_B = 441,87 \text{ [N]}$$

$$R_A = 63,62 \text{ [N]}$$

$$M_{\max} = 32,25 \text{ [N-m]}$$

Dimensiones del perfil = $50\text{mm} \times 25\text{mm} \times 2\text{mm}$

$$\sigma = \frac{M * c}{I}$$

$$\sigma = \frac{32,25[N - m] * 0,025m}{1 \times 10^{-7} m^4}$$

$$\sigma = 8\text{MPa}$$

Las ruedas que se tendrá que colocar serán en base a las reacciones que tengo en el perfil, en consecuencia la rueda tendrá que soportar la siguiente carga:

Carga a soportar por la rueda = $442 \text{ [N]} = 45 \text{ Kgf}$.

CAPÍTULO III

Generalidades

En este capítulo se realiza un estudio y análisis detallados para determinar los recursos económicos que se ha de emplear en el diseño, construcción, montaje y puesta en marcha de una máquina rectificadora de discos de freno para vehículos livianos.

Para este fin se parte de un análisis que toma en cuenta costos directos y los costos indirectos, dentro de estos costos están involucrados los costos de materia prima, costos de mecanizado, insumos, costo de montaje, costo de ingeniería, otros, para darnos como resultado el costo total de la máquina.

3. ANÁLISIS DE COSTOS.

3.1 Breve Introducción.

El análisis de costos, su objetivo principal es determinar el monto total de los recursos económicos necesarios para la construcción del proyecto.

El análisis de costos se lo realiza tomando en cuenta los costos directos y los costos indirectos.

Para determinar el costo total directo, se tomará en cuenta los costos parciales de:

- Materiales directos
- Elementos normalizados
- Costos de maquinado
- Costos de montaje

Para poder determinar el costo total indirecto, se tomará en cuenta los costos parciales de:

- Materiales indirectos
- Costos de ingeniería
- Gastos de imprevistos

Con la suma total de los costos directos e indirectos se podrá obtener el costo total de la máquina.

3.2. ANÁLISIS DE COSTOS DIRECTOS.

3.2.1 Costos de materiales directos.

Se denominan materiales directos a la materia prima que se empl para construir los elementos que conforman la máquina.

MATERIAL	CANTIDAD (Kg)	VALOR UNITARIO (USD.)	VALOR TOTAL (USD.)
Acero transmisión AISI 1018 Ø 5/8"	0.5	2.60	1.30
Acero transmisión AISI 1018 Ø 7"	7.70	3.24	24.96
Acero transmisión AISI 1018 Ø 3 1/4"	2.40	2.79	6.70
Acero transmisión AISI 1018 Ø 1 3/4"	3.12	2.13	6.66
Acero transmisión AISI 1018 Ø 2 1/2"	0.90	2.22	2.00
Tubo rectangular 50x25x2mm	1	19.40	19.40
Platina 2"x1/4"	1	18.70	18.70
Acero perforado AISI 1018 Ø 210 x Ø 170mm.	14.415	4.95	56.57
Plancha acero A - 36 600x285x25	1	83.00	83.00
Acero AISI 1045 cuadrado 30mm	2.9	5.55	13.75
Acero AISI 1045 cuadrado 30mm	2	5.50	9.41
Acero AISI 1045 cuadrado 20mm	0.3	5.60	1.6

MATERIAL	CANTI DAD (Kg)	VALOR UNITARIO (USD.)	VALOR TOTAL (USD.)
Acero transmisión AISI1018 Ø 1 3/4"	0.60	2.60	1.56
Acero transmisión AISI 1018 Ø 1 1/4"	0.60	2.60	1.56
Acero transmisión AISI 1018 Ø 7/8"	0.31	2.63	0.82
Acero transmisión AISI 1018 Ø 3/4"	0.70	2.60	1.82
Acero inoxidable AISI 304 Ø 1 1/4"	0.60	8.23	4.94
Acero inoxidable AISI 304 Ø 1/2"	0.10	8.66	0.87
Acero inoxidable AISI 304 Ø 4"	2.210	9.02	17.04
Acero inoxidable AISI 304 Ø 7"	0.270	8.00	2.16
Acero inoxidable AISI 304 Ø 3/4"	0.210	8.00	1.68
Acero transmisión AISI 1018 Ø 3 1/2"	2.20	2.60	4.89
Acero AISI 1045 cuadrado 20mm.	0.50	5.60	2.80
Acero AISI 1045 chaveta 16mm.	0.32	6.66	1.75
Acero AISI 1045 chaveta 10mm.	0.120	10.15	1.22
Bronce fosfórico Ø 1 3/4"	0.70	25.00	14.36
Acero transmisión AISI 1018 Ø 3/4"	0.80	2.56	2.05
Acero transmisión AISI 1018 Ø 2"	0.70	2.56	1.79
Acero perforado AISI 1018 Ø 90 x Ø 56mm.	5.50	4.30	19.41
Acero AISI 1045 Ø 65mm.	3.80	3.82	11.91
Acero transmisión AISI 1018 Ø 7/8"	0.40	2.63	1.05
Acero transmisión AISI 1018 Ø 3 1/2"	1.00	2.60	2.60
Acero inoxidable AISI 304 Ø 3/4"	0.75	8.00	4.92
Acero transmisión AISI 1018 Ø 2 1/2"	0.70	2.60	1.82
Bronce fosfórico Ø 1 3/4"	0.62	25.00	12.75
Acero transmisión AISI 1018 Ø 6"	37.80	3.10	96.18
Acero transmisión AISI 1018 Ø 2"	0.94	2.60	2.44
Acero transmisión AISI 1018 Ø 1 1/2"	1.62	2.60	4.21

MATERIAL	CANTI DAD (Kg)	VALOR UNITARIO (USD.)	VALOR TOTAL (USD.)
Acero transmisión AISI 1018 Ø 3/4"	1.140	2.60	2.96
Acero transmisión AISI 1018 Ø 3/4"	0.54	2.60	1.40
Acero transmisión AISI 1018 Ø 1 1/4"	1.10	2.60	2.86
Acero perforado AISI 1018 Ø 50 x Ø 32mm.	2.15	5.10	9.00
Rodillo macizo nitrilo Ø 71 x 53mm.	4	11.00	44.00
Acero AISI 1045 chaveta 10mm.	0.11	10.16	1.12
Acero AISI 1045 Ø 200mm.	10.20	3.97	40.49
Plancha Aluminio corrugado (1,22 x 0.61) utilización 1/4 de plancha.	1/4	18.57	18.57
Construcción de macho y hembra de guías cola de milano y cuña de ajuste, material V155. (Guías desplazamiento cuchillas).	--	400.00	400.00
SUBTOTAL			983.13

Fuente: Aceros Industriales "Guerrero Barreno Hugo Gerardo", "EGP" Matricería

Tabla 3. 1 Costos de materiales directos

3.2.2 Costos de elementos normalizados.

Son elementos de libre comercialización en el mercado y no necesitan ser alterados o modificados para su uso.

MATERIAL	CANTIDAD	VALOR UNITARIO (USD.)	VALOR TOTAL (USD.)
Resortes	4	4.50	18.00
Rodamiento SKF 61828	1	202.36	202.36
Rodamiento NTN 6004 ZZC3	1	3.98	3.98
Rodamiento NTN 6007 ZZC3	4	7.95	31.80
Rodamiento NTN 6016 ZZC3	1	53.22	53.22
Rodamiento NTN 6008 ZZC3	2	10.75	21.51
Abrazadera inox. 1/2 x 3/4	1	0.27	0.27
Motoreductor monofásico 2Hp	1	716.69	716.69
Seguros E68	2	2.65	5.30
Abrazadera inox. 1/2x10 D230	1	3.74	3.74
Prisionero Ø 3/8 x 1/4"	4	0.35	1.40
Prisionero Ø 3/8 x 2"	1	0.55	0.55
Prisionero Ø 3/16 x 5/16"	2	0.10	0.20
Perno Allen inox. Cabeza plana Ø 5/16 x 1"	3	0.24	0.72
Prisionero Ø 1/4 x 1/2"	1	0.05	0.05
Arandela a presión inox. Ø 7/16"	1	0.13	0.13
Pernos Ø 7/16 x 2"	4	0.895	3.58
Perno Allen Ø 5/16 x 1"	10	0.24	2.40
Perno Allen #10 x 1/2" (3/16")	2	0.035	0.70
Perno Allen inox. Ø 1/2" x 2"	6	1.45	8.70
Perno Allen Ø 3/8" x 3"	2	0.70	1.40
Perno Ø 3/8" x 2"	2	0.25	0.50
Tuerca 5/16"	12	0.05	0.60
Tuerca inox. 3/8"	2	0.15	0.30
Arandela presión inox. Ø 5/16"	21	0.06	1.26
Perno Allen inox. Ø 5/16" x 1"	20	0.36	7.20

MATERIAL	CANTIDAD	VALOR UNITARIO (USD.)	VALOR TOTAL (USD.)
Perno Allen Ø 1/2" x 1 1/4"	2	0.20	0.40
Arandela a presión Ø 3/8"	2	0.04	0.08
Perno Allen Ø 5/16 x 1"	9	0.24	2.16
Seguro interior E68	1	2.23	2.23
Rodamiento CMB 6003 2RSC3	1	0.88	0.88
Prisionero Ø 3/8 x 1"	2	0.45	0.90
Rodamiento 6805 2RS	8	6.50	52.00
Arandela a presión Ø 3/8"	8	0.04	0.32
Perno Allen Ø 3/8 x 1 1/4"	8	0.20	1.60
Perno Allen #10 x 1/2" (3/16")	3	0.035	0.11
Anillo seger E60	8	4.40	35.20
Seguro E42	2	1	2.00
SUBTOTAL			1184.44

Fuente: Lider en movimiento "Hivimar", Maquinaria Industrial "BKB", "Castillo Hermanos"

Tabla 3. 2 Costo de elementos normalizados

3.2.3 Costos de maquinado.

Es el valor de la mano de obra directa empleada en máquinas herramientas y equipamiento eléctrico utilizadas en el proyecto.

MÁQUINA	COSTO POR MÁQUINA MAS MANO DE OBRA (USD/H)	TIEMPO TOTAL (H)	VALOR TOTAL (USD.)
Torno	14.00	50	700.00
Fresadora	16.00	5	80
Soldadura	20.00	8	160
Taladro	10.00	10	100
Dobladora	20.00	1	20.00
Corte Cizalla	20.00	1	20.00
SUBTOTAL			1080.00

Fuente: Mecánica Industrial Velasteguí, “EGP” Matricería, Fundación Proyecto Salesiano, Metalmecánica Diego Rodríguez.

Tabla 3. 3 Costo de maquinado

3.2.4 Costo de montaje.

Es el costo de la mano de obra necesaria para el armado y ensamblado de cada una de las partes y accesorios. Se considera el trabajo de 2 personas durante 5 días, con un costo de \$ 25 diarios c/u, teniendo un costo total de \$ 250.00

3.2.5 Costo total directo.

COSTOS	VALOR (USD.)
Materiales directos	983.13
Elementos normalizados	1184.44
Costos de maquinado	1080.00
Costos de montaje	250.00
SUBTOTAL	3497.57

Fuente: Los Autores

Tabla 3. 4 Costo total directo

3.3. ANÁLISIS DE COSTOS INDIRECTOS.

3.3.1 Costos de materiales indirectos.

Los materiales indirectos son los que se utilizan en la preparación de la materia prima, no forman parte en los mecanismos.

MATERIAL	CANTIDAD	VALOR UNITARIO (USD.)	VALOR TOTAL (USD.)
Lijas de agua # 180	2	0.40	0.80
Cuchilla torno HSS 3/8 x 4"	2	7.60	15.20
Machuelo HSS 3/16"	1	7.00	7.00
Machuelo HSS 5/16"	1	9.80	9.80
Broca recubierta titaniun 1/8"	6	0.38	2.28
Machuelo HSS 3/8"	1	12.99	12.99
Broca cobalto 1/4"	2	2.23	4.46
Discos de corte	2	5.00	10.00
Broca cobalto 3/16"	2	2.00	4.00
Lima redonda "bastarda"	1	9.50	9.50
Grasa	1	5.00	5.00
Suelda amarilla	1	1.00	1.00
Guaípe	15	0.10	1.50
Electrodos 7018	1Kg	7.00	7.00
Electrodos 6011	1Kg	7.00	7.00
SUBTOTAL			97.53

Fuente: "Castillo Hermanos"

Tabla 3. 5 Costo de materiales indirectos

3.3.2 Costos de ingeniería.

Es el costo en que el ingeniero con experiencia en diseño de maquinaria industrial ha dedicado durante un tiempo determinado. Se emplean aproximadamente unas 80 horas.

Un ingeniero con estas características percibe un mínimo de \$ 15 por cada hora ingenieril, por lo tanto el costo del diseño es 1200 dólares.

3.3.3 Gastos de imprevistos.

Son los costos de movilización de personas y transporte de materiales. Se estima unos \$40 dólares aproximadamente.

3.3.4 Costo total indirecto.

COSTOS	VALOR (USD.)
Materiales indirectos	97.53
Costos de ingeniería	1200.00
Gastos de imprevistos	40.00
SUBTOTAL	1337.53

Fuente: Los Autores

Tabla 3. 6 Costo total indirecto

3.4 COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA.

COSTOS	VALOR (USD.)
Directos	3497.57
Indirectos	1337.53
SUBTOTAL	4835.10
TOTAL (+20% Utilidad)	5802.12

Fuente: Los Autores

Tabla 3. 7 Costo total de la máquina

CONCLUSIONES:

- La importancia del estudio de cada una de las propiedades de los diferentes materiales utilizados son esenciales para conseguir un óptimo diseño.
- Los esfuerzos permisibles en el diseño mecánico son utilizados para compararlos con los esfuerzos reales, los cuales nos permiten tener un óptimo factor de seguridad según la aplicación que se desee.
- El diseño de los diferentes elementos están basados en el límite de fluencia, es decir el límite de elasticidad (S_y), esto permitirá tener un diseño seguro.
- Para cada material existe la revolución adecuada para maquinarlo, a la cual debe girar y esta depende de la velocidad de avance, además existe buriles de corte para cada material, con esto se garantizará que en el proceso de maquinado no exista dificultades para realizarlo.
- Un eje hueco funciona mejor que un eje sólido en torsión, dado que en el eje sólido el cortante llega a ser cero en el centro del mismo.
- Existen rodamientos para diferentes tipos de carga, lo importante es saber identificar el tipo de carga para poder seleccionar el rodamiento correcto.
- El proyecto ejecutado es de menor costo con respecto a otras máquinas de similares características con la misma capacidad de producción.
- La utilización de materia prima disponible en el mercado nacional, hace que sea una máquina competitiva, lo cual es rentable para su comercialización.
- El proyecto ejecutado reduce considerablemente el tiempo de mantenimiento del sistema de frenos de disco que al realizarlo de manera habitual.
- Llegar a una perfección en paralelismo de las caras del disco de freno es lo esencial para tener un frenado uniforme y así tener menos distancia al momento del frenado.
- La eliminación del tiempo de montaje y desmontaje del disco de freno al realizar el mantenimiento del sistema de frenado ha logrado que este proyecto sea óptimo para su estudio, análisis y fabricación.

RECOMENDACIONES:

- Es importante tomar en cuenta las diferentes propiedades de los materiales, ya que son estas las que garantizarán un óptimo diseño mecánico.
- El estudio y análisis de los diferentes tipos de esfuerzos a los que pueden estar expuesto un elemento es muy importante, ya que existen esfuerzos puros y combinados.
- Cada material tiene diferentes propiedades, por lo cual al momento de realizar una soldadura es de importancia soldar con el material de aporte correcto, ya que si no se lo hace, podría sufrir una rajadura.
- Al realizar un tratamiento térmico en un acero, debemos investigar que reacciones secundarias podría sufrir este, ya que existen aceros que se deforman considerablemente después de un tratamiento térmico.
- Lograr una perfecta concentricidad al realizar el rectificado del disco, es de suma importancia para que el eje móvil de la máquina rectificadora no sufra esfuerzos adicionales, ya que estos podrían averiarlo.
- Es importante concluir un diseño con el mecanismo más óptimo para el trabajo que vaya a realizar, es por eso la importancia del estudio de diferentes mecanismos los cuales puedan cumplir con los requerimientos.
- Al manipular la máquina son esenciales normas de seguridad, las cuales nos protegerán de cualquier eventualidad.

BIBLIOGRAFÍA:

- MARTINEZ, Hermógenes Gil, *Tunning: una pasión sobre ruedas*, editorial CEAC – 2009
- GROOVER, mikell, *Fundamentos de manufactura moderna*, editorial Pearson education 1997.
- PARETO, Luis – *Formulario de tecnología* – 2da edición.
- BUDYNAS, Richard G – NISBETT ,J.Keith – RIOS SANCHEZ ,Miguel Ángel, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va edición, McGraw Hill/interamericana editores S.A – México, 2008
- MOTT, Robert , *Diseño de elementos de máquinas*, 4ta edición, Pearson Educación, 2006
- LARBURU – ARRIZABALAGA, nicolás, *Máquinas Prontuario*, 13ª edición, Thomson Editores - Spain, 5ª reimpresión 2005
- Mc CORMAC, Jack, *Diseño de Estructuras metálicas*, 4ta edición, Alfaomega Grupo Editor S.A, 1999, México D.F
- MOTT, Robert, *Diseño de elementos de máquinas*, 2^{da} edición, Pearson Educación, México 2006
- MOTT, Robert, *Resistencia de materiales*, 5ta edición, Pearson Educacion, México 2009.
- KIMBALL, Dexter, *Construcción de elementos de máquinas*, Editorial Hispano Americana, México 1947
- Catálogo rodamientos de bolas SKF.
- MORRAL, f.r, *Metalurgia general*, volumen 2, editorial Reverte 1985

BIBLIOGRAFÍA ELECTRÓNICA.

- www.bohlerecuador.com
- www.novacero.com
- www.monografias.com/trabajos68/tornos/tornos3.shtml

ANEXO 1

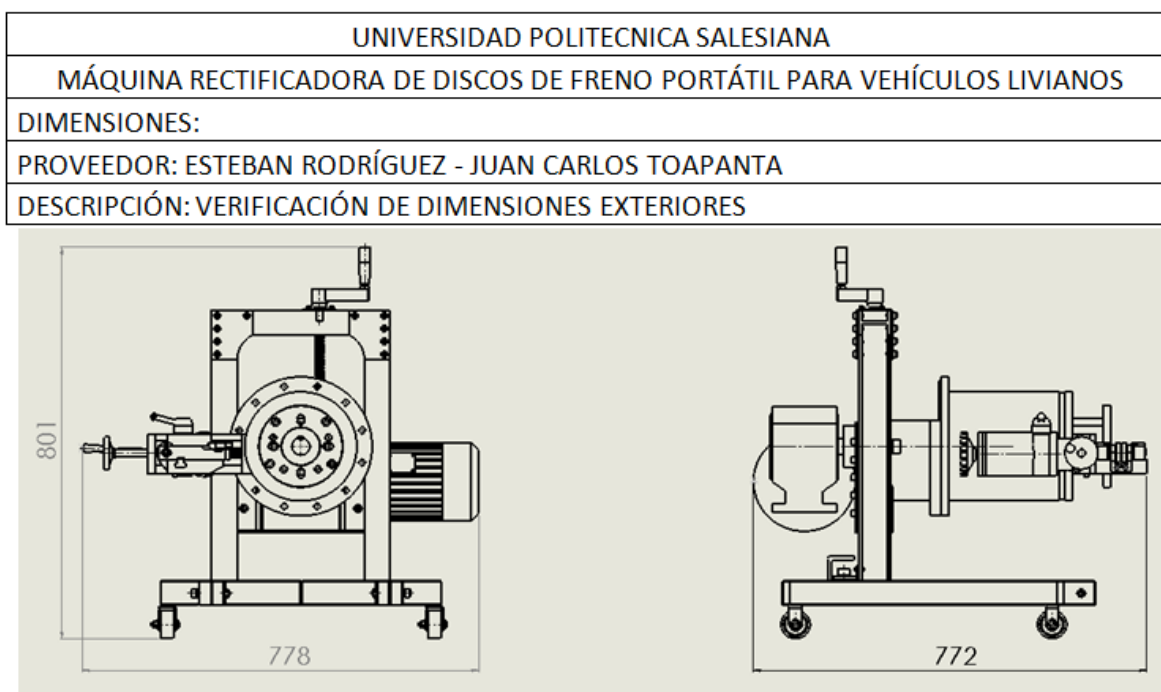
ANEXO 2

Protocolo de pruebas

Al término del diseño y fabricación de la máquina rectificadora de discos de freno portátil para vehículos livianos será necesario realizar un protocolo de pruebas, el cual consta de:

- Verificación de dimensiones generales.
- Verificación de materiales utilizados.
- Verificación de juntas empernadas, soldadura, y apariencia
- Comprobación de funcionamiento sin carga y con carga.

Verificación de dimensiones generales:



Dimensiones generales	Instrumento a utilizar	Valor estimado	Valor medido	Tolerancia	Aprobado	
					si	no
Largo(mm)	flexómetro	772		± 1		
Ancho(mm)	flexómetro	778		± 1		
Alto(mm)	flexómetro	801		± 1		

Verificación de apariencia:

Nombre	Especificaciones	Recubrimiento	Si	No
Mecanismo movimiento eje principal	Sin aristas vivas	Pintura		
Soporte para mecanismo rectificador	Sin aristas vivas	Pintura		
Mecanismo caja móvil	Sin aristas vivas	Pintura		
Mecanismo movimiento longitudinal	Sin aristas vivas			
Mecanismo avance transversal cuchillas	Sin aristas vivas	Pintura		
Mecanismo posición - anclaje	Sin aristas vivas	Pintura		

Verificación de juntas empernadas, soldadura

N°	Elemento	Especificaciones	Aprobado	
			si	no
1	Elementos móviles	Verificar visualmente que los elementos móviles se encuentren cubiertos. Tales como: eje motriz, motor		
2	Juntas empernadas	Verificar visualmente juntas empernadas de toda la máquina		
3	Máquina en general	Verificar que el recubrimiento de pintura de todos los elementos pintados tengan un buen acabado.		

Comprobar funcionamiento

El funcionamiento de la máquina rectificadora de discos de freno se lo deberá realizar sin carga y con carga, observando que no presente ninguna anomalía.

N°	Detalle	Con carga	Sin carga	Aceptado	
				Si	No
1	Verificar que los botones de encendido y apagado funcionen correctamente		•		
2	Verificar que no exista movimientos anormales (descentramiento).		•		
3	Verificar que no exista movimientos anormales (descentramiento).	•			
4	Verificar que el torque del motor sea el correcto para la máxima profundidad.	•			
5	Verificar que no exista vibraciones que afecten al rectificado del disco de freno.	•			

Verificar acabado

Al término de la rectificación del disco de freno será necesario verificar dimensiones y el acabado superficial:

N°	Verificar	Instrumento a utilizar	Aceptado	
			Si	No
1	Que al término de la rectificación del disco de freno la medida entre las caras sean iguales alrededor de este con una tolerancia de $\pm 0,2\text{mm}$	Calibrador pie de rey/ micrómetro 0 - 50mm		
2	Acabado superficial (N6)	sentidos (vista y tacto)		

ANEXO 3

Manual de Mantenimiento

El mantenimiento periódico en el sistema de frenado es muy importante para garantizar un frenado uniforme y reducir la distancia del mismo.

Esta máquina permite realizar un rectificado de calidad en las caras del disco de freno, y esta también requiere de un plan de mantenimiento, el cual constará de:

1. Engrasar tornillo.

El engrasado del tornillo elevador deberá realizarse 3 veces en la semana antes de ponerla en funcionamiento, así se garantizará que tanto el tornillo de potencia como la tuerca alarguen su vida útil disminuyendo el desgaste entre ellos.

2. Limpiar y lubricar guías de desplazamiento.

La limpieza de las guías de desplazamiento transversal es esencial para evitar desgaste entre ellas, asegúrese de que no exista ninguna partícula extraña sobre ellas (viruta metálica, polvo, etc) para poderlas aceitar.

Esto se lo realizará cada día antes de poner en funcionamiento la máquina, el tipo de aceite a utilizar será un PDV Guíalub tiene la característica de ser un lubricante antidesgaste.

Mantener limpio y aceitado el eje de deslizamiento longitudinal garantizará que el desgaste sea imperceptible, esto se lo realizará semanalmente utilizando un aceite PDV Guíalub.

3. Engrasar rodamiento.

El rodamiento SKF 61828 es el rodamiento principal del eje móvil, el cual por su gran tamaño no posee tapas en sus extremos, por tanto debe ser engrasado mensualmente.

Este mantenimiento se lo realizará por un grasero ubicado en el eje móvil que se conecta directo con el rodamiento, se utilizará SKF LGMT 3 que se caracteriza por ser para rodamiento mayor a 100mm de diámetro y nivel medio de exigencia.

4. Cambio de rodamientos.

Para el cambio de rodamiento se lo realizará según las horas de trabajo de los mismos bajo especificaciones del catálogo SKF de rodamientos rígidos de bolas.

Existen rodamientos que no llegarán a cumplir el tiempo de horas estimado, el rodamiento que deberá ser cambiado será el 61828 y el 6016 en un lapso de tiempo de trabajo de 20000 a 30000 horas (ver anexo 23).

5. Verificar ajuste de uniones empernadas.

La verificación de uniones empernadas se lo realizará cada 6 meses, con esto se garantizará que los pernos tengan precarga, las herramientas a utilizar serán llaves tipo Allen de 3, 5, 6, 8 y 10 mm.

6. Afilado de cuchillas.

Para mantener siempre una calidad superficial sobre las caras del disco de freno se verificará el afilado de las cuchillas, este proceso de mantenimiento se lo realizará cada vez que se lo requiera, utilizando un afilador de cuchillas.

7. Aspecto de la máquina.

Verificar el aspecto de la máquina, esto se lo realizará semanalmente. Con este proceso se garantizará mantener a la máquina en buenas condiciones visuales.

Manual de Operación

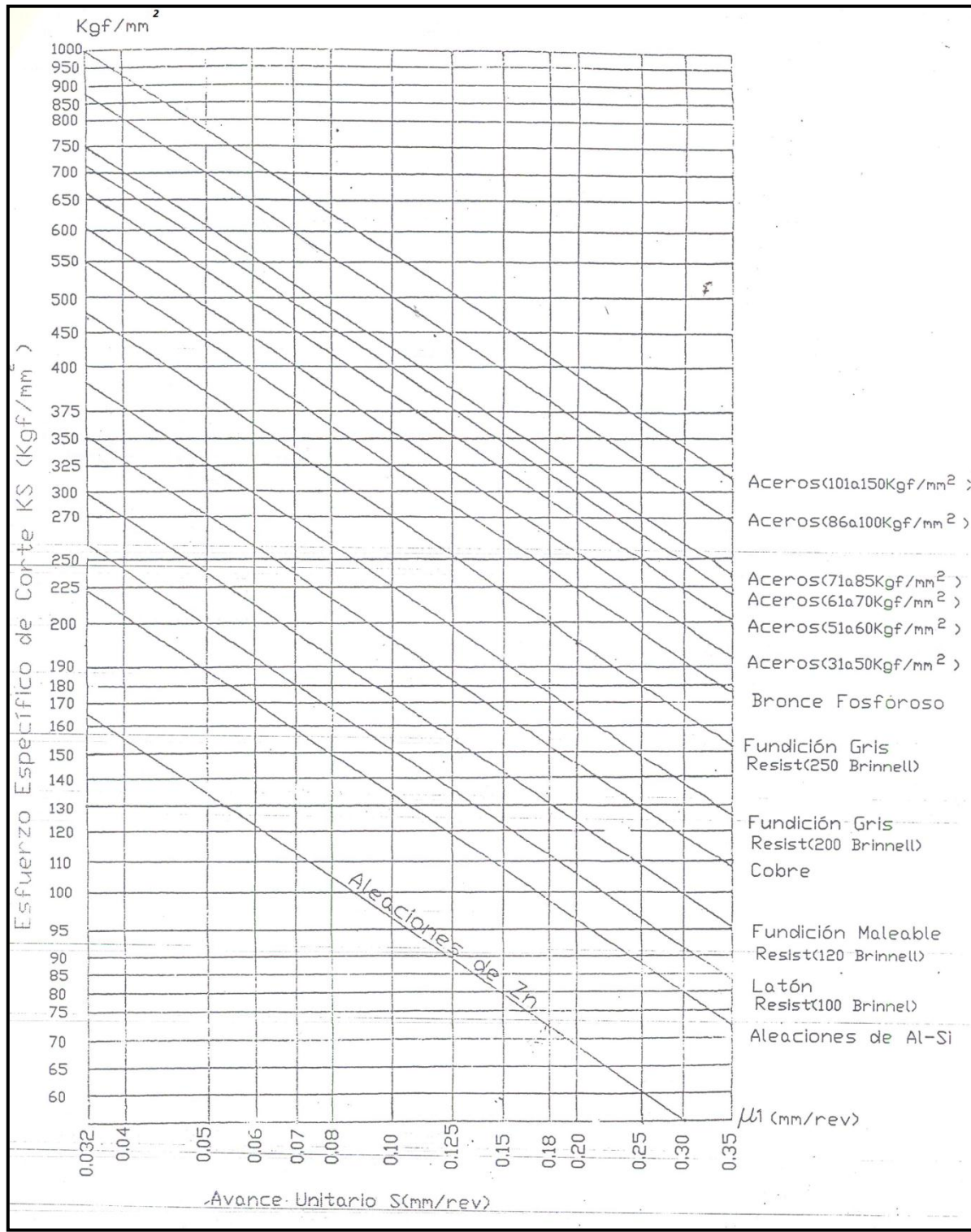
Los siguientes pasos que se detallarán a continuación son para la correcta manipulación y puesta en marcha de la máquina rectificadora de discos de freno:

- 1) Verificar que todos los mecanismos de la máquina funcionen correctamente a excepción del eje móvil, que se lo verificará cuando el motor funcione en vacío.
- 2) Verificar mecanismo eje móvil, esto se lo realizará encendiendo en motor y haciéndolo funcionar en vacío por un período no mayor a 30 segundos (este paso se lo realizará una vez cada día antes de empezar a rectificar).
- 3) Verificar que el acople universal sea el indicado para el disco de freno a rectificar, si no lo es cambiar por el adecuado, verificar su correcto montaje y ajuste utilizando una llave Allen de 6mm.
- 4) Quitar la rueda y el cáliper de freno.
- 5) Enlazar el acople universal con el disco de freno, verificar centramiento y coincidencia de caras.
Si esta todo correcto ensamblar utilizando los espárragos del disco de freno.
- 6) Conseguir que las cuchillas tanto izquierda como derecha casi rocen las caras del disco de freno, esto se lo realiza para poder encerar y así dar la profundidad requerida.
- 7) Puesta en marcha del motor, verificar que el sentido de giro sea el correcto según la posición de las cuchillas.
- 8) Rozar la cuchilla izquierda y derecha en las caras de disco respectivamente, posteriormente retirarlas hacia afuera del mismo.
- 9) Dar profundidad (max 0,6mm por lado), ajustar los portaherramientas y poner en marcha el avance transversal.
- 10) De 5 a 10 mm antes de que la cuchilla entre en la zona de la campana del disco de freno parar el avance transversal, retirar las cuchillas y poner en marcha opuesta el avance transversal.
- 11) Parada del motor, desensamblar acople universal – disco de freno.
- 12) Verificar el rectificado por medio del tacto (rugosidad N6).
- 13) Ensamblar cáliper y colocar la rueda.

ANEXO 4

Anexo 1

Normagrama para obtener presiones específicas Ks










Anexo 2

Diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino (sistema internacional)

Diámetro mayor nominal d, mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso p, mm	Área de esfuerzo de tensión A _t , mm ²	Área del diámetro menor A _r , mm ²	Paso p, mm	Área de esfuerzo de tensión A _t , mm ²	Área del diámetro menor A _r , mm ²
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1120	1050	2	1260	1230
48	5	1470	1380	2	1670	1630
56	5.5	2030	1910	2	2300	2250
64	6	2680	2520	2	3030	2980
72	6	3460	3280	2	3860	3800
80	6	4340	4140	1.5	4850	4800
90	6	5590	5360	2	6100	6020
100	6	6990	6740	2	7560	7470
110				2	9180	9080

Anexo 3

Clases métricas de propiedad mecánica de pernos, tornillos y birlos de acero

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima, MPa	Resistencia mínima a la tensión, MPa	Resistencia mínima a la fluencia, MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1040	940	Acero martendítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1220	1100	Acero aleado, T y R	

Anexo 4

Dimensiones de tuercas hexagonales

Tamaño nominal, pulg	Ancho W	Altura H		
		Hexagonal regular	Gruesa o ranurada	Contra-tuerca
$\frac{1}{4}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$	$\frac{9}{32}$	$\frac{5}{32}$
$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{17}{64}$	$\frac{21}{64}$	$\frac{3}{16}$
$\frac{3}{8}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{21}{64}$	$\frac{13}{32}$	$\frac{7}{32}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{29}{64}$	$\frac{1}{4}$
$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{5}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{31}{64}$	$\frac{39}{64}$	$\frac{5}{16}$
$\frac{5}{8}$	$\frac{15}{16}$	$\frac{35}{64}$	$\frac{23}{32}$	$\frac{3}{8}$
$\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{8}$	$\frac{41}{64}$	$\frac{13}{16}$	$\frac{27}{64}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{5}{16}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{29}{32}$	$\frac{31}{64}$
1	$1\frac{1}{2}$	$\frac{55}{64}$	1	$\frac{35}{64}$
$1\frac{1}{8}$	$1\frac{11}{16}$	$\frac{31}{32}$	$1\frac{5}{32}$	$\frac{39}{64}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{16}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{23}{32}$
$1\frac{3}{8}$	$2\frac{1}{16}$	$1\frac{11}{64}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{25}{32}$
$1\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{4}$	$1\frac{9}{32}$	$1\frac{1}{2}$	$\frac{27}{32}$

Tamaño nominal, mm				
M5	8	4.7	5.1	2.7
M6	10	5.2	5.7	3.2
M8	13	6.8	7.5	4.0
M10	16	8.4	9.3	5.0
M12	18	10.8	12.0	6.0
M14	21	12.8	14.1	7.0
M16	24	14.8	16.4	8.0
M20	30	18.0	20.3	10.0
M24	36	21.5	23.9	12.0
M30	46	25.6	28.6	15.0
M36	55	31.0	34.7	18.0

Anexo 5

Factor de diseño

SELECCIÓN ORIENTATIVA DE FACTORES DE SEGURIDAD, PARA MATERIALES DÚCTILES		
Información disponible	Fiabilidad de los datos que se disponen	Factor
Ensayos de materiales	El material de diseño ha sido probado en condiciones similares.	A= 1.3
	Características mecánicas de probetas del material ensayado.	A= 2
	Datos fiables de tablas y catálogos genéricos de materiales.	A= 3
	Datos poco fiables de los cuales no sabemos su procedencia.	A> 5
Condiciones de contorno de utilización de material.	Idénticas condiciones a las del material ensayado.	B= 1.3
	La pieza diseñada funcionará en un entorno aislado.	B= 2
	Entorno de utilización moderadamente agresivo.	B= 3
	Entorno de utilización muy agresivo.	B> 5
Procedimientos de diseño y modelado analítico utilizados.	Han sido probados científicamente mediante experimentos.	C= 1.3
	Representan las condiciones de funcionamiento con precisión.	C= 2
	Representan las condiciones de funcionamiento aproximadamente.	C= 3
	Representan las condiciones de funcionamiento con poca precisión.	C> 5

Anexo 6

Manual de aceros especiales (BÖHLER AISI 1018 – transmisión)



BÖHLER E 920 TRANSMISIÓN

Tipo de aleación: C 0.18 Si 0.25 Mn 0.70 %

Color de Identificación: Naranja
Estado de suministro: Trefilado h 11

Equivalencia	AISI: 1018
	DIN: —
	No. Mat. —

PROPIEDADES:

Acero para cementación no aleado para piezas pequeñas exigidas principalmente al desgaste, donde la tenacidad del núcleo no sea importante. Buena soldabilidad.

EMPLEO:

Para la construcción de levas uniones, bujes, pines, pivotes, partes prensadas o troqueladas, pernos grado 2, ejes de transmisión con baja exigencia la torque.

TRATAMIENTO TÉRMICO:

Forjado:	1050 – 850 °C
Recocido:	650 – 700 °C
enfriamiento lento en el horno	
Normalizado:	890 – 920 °C
Cementación:	880 – 950 °C
Temple:	770 – 800 °C
enfriamiento en: agua.	
Dureza obtenible:	
En el núcleo	20 – 25 HRC
En la capa cementada	55 – 58 HRC
Revenido:	150 – 200 °C

PROPIEDADES MECÁNICAS EN ESTADO RECOCIDO

Dureza Brinell HB	Límite de fluencia N/mm ²	Resistencia a la tracción N/mm ²	Elongación (L=5d) %		Resistencia al Cizallamiento DVM Joule			Resistencia a la tracción en estado templado N/mm ²
			Long.	Transv.	Long.	Tang.	Transv.	
143 máx.	235	410 - 520	20	19	48	31	24	480 - 620

SOLDADURA DE UNIÓN O REPARACIÓN

Electrodo recomendado: UTP 7018
Sin precalentamiento y enfriamiento lento después de soldar.

Anexo 7

Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín

Acabado superficial	Factor <i>a</i>		Exponente <i>b</i>
	<i>S_{ut}</i> , <i>kpsi</i>	<i>S_{ut}</i> , <i>MPa</i>	
Esmerilado	1.34	1.58	−0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	−0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	−0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	−0.995

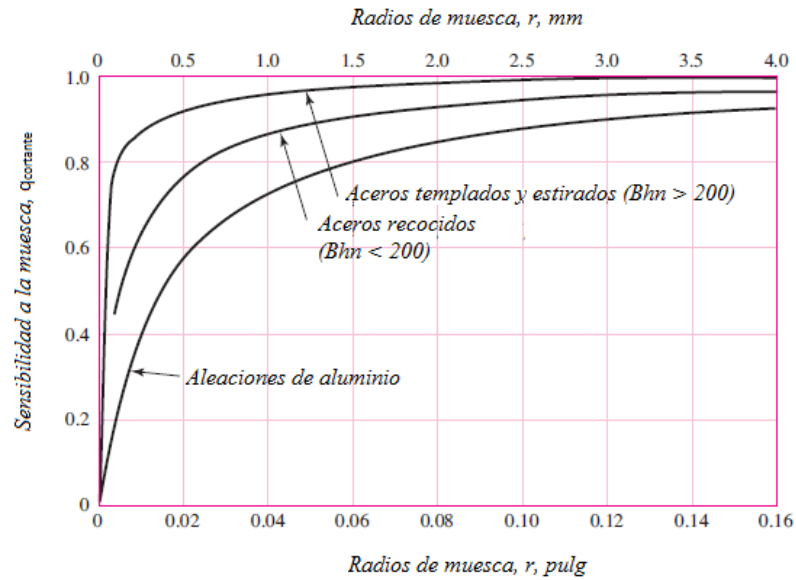
Anexo 8

Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero

Temperatura, C	<i>S_T/S_{RT}</i>	Temperatura, F	<i>S_T/S_{RT}</i>
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1000	0.698
550	0.672	1100	0.567
600	0.549		

Anexo 9

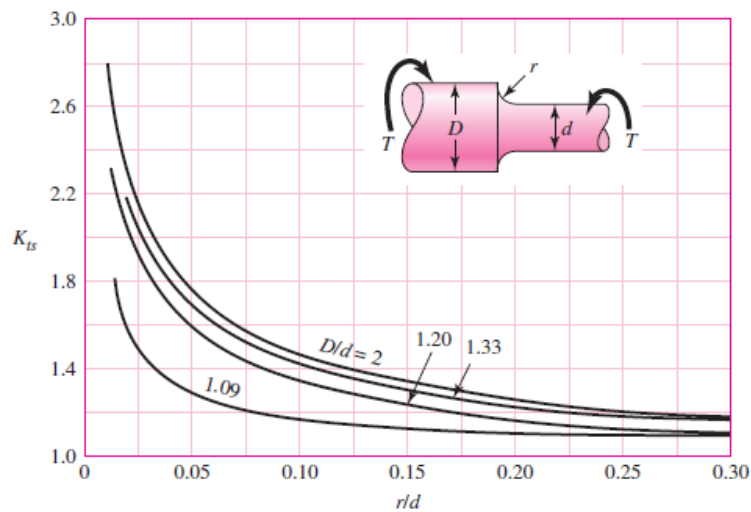
Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa



Anexo 10

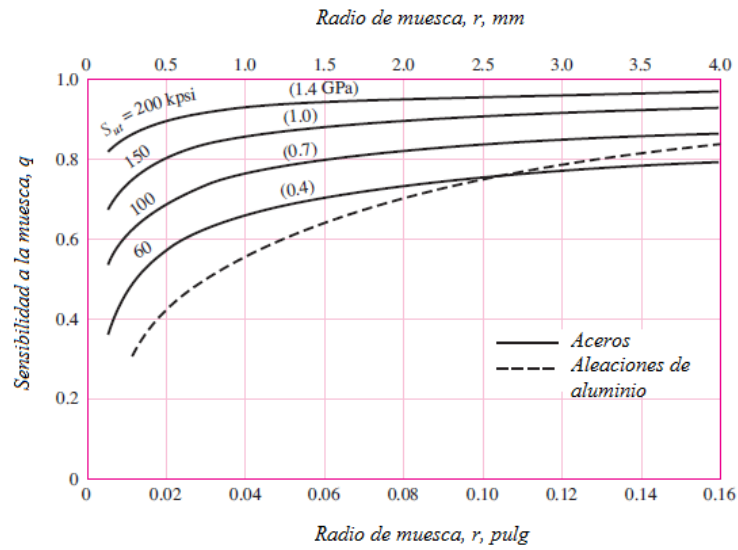
Eje redondo con filete en el hombro en torsión.

$$\tau = \frac{Tc}{J}, \text{ donde } c = d/2 \text{ y } J = \pi d^4 / 32$$



Anexo 11

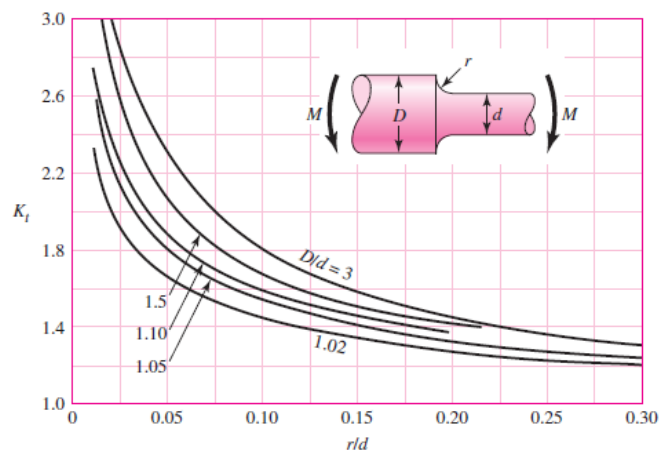
Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas.



Anexo 12

Eje redondo con filete en el hombro en flexión.

$$\sigma = \frac{Mc}{I}, \text{ donde } c = d/2 \text{ y } I = \pi d^4/64$$



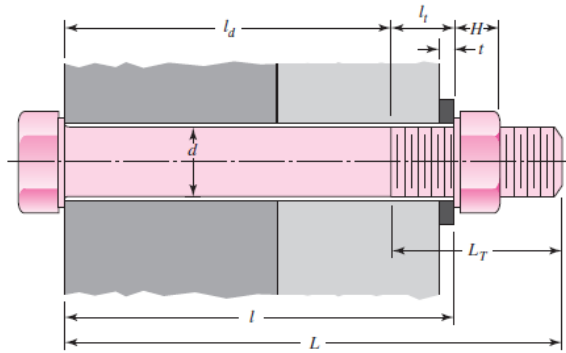
Anexo 13

Diámetros y áreas de rocas unificadas de tornillo UNC y UNF (sistema inglés)

Designación de tamaño	Diámetro mayor nominal, pulg	Serie gruesa-UNC			Serie fina-UNF		
		Roscas por pulgada, N	Área de esfuerzo de tensión A _t , pulg ²	Área del diámetro menor A _r , pulg ²	Roscas por pulgada, N	Área de esfuerzo de tensión A _t , pulg ²	Área del diámetro menor A _r , pulg ²
0	0.0600				80	0.001 80	0.001 51
1	0.0730	64	0.002 63	0.002 18	72	0.002 78	0.002 37
2	0.0860	56	0.003 70	0.003 10	64	0.003 94	0.003 39
3	0.0990	48	0.004 87	0.004 06	56	0.005 23	0.004 51
4	0.1120	40	0.006 04	0.004 96	48	0.006 61	0.005 66
5	0.1250	40	0.007 96	0.006 72	44	0.008 80	0.007 16
6	0.1380	32	0.009 09	0.007 45	40	0.010 15	0.008 74
8	0.1640	32	0.014 0	0.011 96	36	0.014 74	0.012 85
10	0.1900	24	0.017 5	0.014 50	32	0.020 0	0.017 5
12	0.2160	24	0.024 2	0.020 6	28	0.025 8	0.022 6
$\frac{1}{4}$	0.2500	20	0.031 8	0.026 9	28	0.036 4	0.032 6
$\frac{5}{16}$	0.3125	18	0.052 4	0.045 4	24	0.058 0	0.052 4
$\frac{3}{8}$	0.3750	16	0.077 5	0.067 8	24	0.087 8	0.080 9
$\frac{7}{16}$	0.4375	14	0.106 3	0.093 3	20	0.118 7	0.109 0
$\frac{1}{2}$	0.5000	13	0.141 9	0.125 7	20	0.159 9	0.148 6
$\frac{9}{16}$	0.5625	12	0.182	0.162	18	0.203	0.189
$\frac{5}{8}$	0.6250	11	0.226	0.202	18	0.256	0.240
$\frac{3}{4}$	0.7500	10	0.334	0.302	16	0.373	0.351
$\frac{7}{8}$	0.8750	9	0.462	0.419	14	0.509	0.480
1	1.0000	8	0.606	0.551	12	0.663	0.625
$1\frac{1}{4}$	1.2500	7	0.969	0.890	12	1.073	1.024
$1\frac{1}{2}$	1.5000	6	1.405	1.294	12	1.581	1.521

Anexo 14

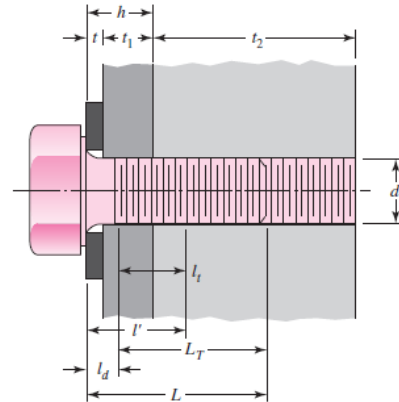
Procedimiento sugerido para determinar la rigidez del sujetador



(a)

Dado el diámetro del sujetador d y el paso p
o el número de roscas

El agarre es el
espesor l



(b)

Agarre efectivo

$$l' = \begin{cases} h + t_2/2, & t_2 < d \\ h + d/2, & t_2 \geq d \end{cases}$$

Longitud roscada l_T

Serie en pulgadas:

$$l_T = \begin{cases} 2d + \frac{1}{4} \text{ in}, & L \leq 6 \text{ in} \\ 2d + \frac{1}{2} \text{ in}, & L > 6 \text{ in} \end{cases}$$

Serie métrica

$$l_T = \begin{cases} 2d + 6 \text{ mm}, & L \leq 125, d \leq 48 \text{ mm} \\ 2d + 12 \text{ mm}, & 125 < L \leq 200 \text{ mm} \\ 2d + 25 \text{ mm}, & L > 200 \text{ mm} \end{cases}$$

Longitud del
sujetador: $L > l + H$

Longitud del
sujetador: $L > h + 1.5d$

Longitud de la parte útil

sin rosca $l_d = L - l_T$

Longitud de la parte roscada

$$l_t = l - l_d$$

Longitud de la parte útil

sin rosca: $l_d = L - l_T$

Longitud de la parte útil

roscada: $l_t = l' - l_d$

Área de la parte sin rosca

$$A_d = \pi d^2/4$$

Área de la parte roscada:

$$A_t$$

Rigidez del sujetador:

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d}$$

Anexo 15

Coeficientes de fricción f de pares roscados

Material del tornillo	Material de la tuerca			
	Acero	Bronce	Latón	Hierro fundido
<i>Acero, seco</i>	0.15–0.25	0.15–0.23	0.15–0.19	0.15–0.25
<i>Acero, aceite para máquina</i>	0.11–0.17	0.10–0.16	0.10–0.15	0.11–0.17
<i>Bronce</i>	0.08–0.12	0.04–0.06	—	0.06–0.09

Características motor y reductor



Motorreductor de sinfin STANDARDFIT catálogo AS07 - Motor catálogo TX06 (motor a 60 Hz)

Forma constructiva B3 . $n_1 = 1698 \text{ min}^{-1}$

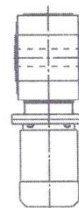
Accesorios y ejecuciones especiales :

Características del motor

Relación de transmisión i	15,5
Velocidad entrada n1 [min ⁻¹]	1698
velocidad salida n2 [min ⁻¹]	110
Potencia entrada P1 [kW]	1,32
Par de salida M2 [Nm]	100
Factor de servicio fs	3,00
Rendimiento	0,876
Cantidad indicativa de lubricante [l]	1,1
Viscosidad ISO VG (Tamb 0...40°C)	320
Pintura	RAL 5010
Masa total del grupo [kg]	31,5
Características nominales	
Potencia nominal entrada PN1 [kW]	4,09
Potencia nominal salida PN2 [kW]	3,5
Par de salida MN2 [Nm]	304
Verificación térmica	
Temperatura máxima ambiente	OK
Relación de intermitencia	40
Potencia térmica Pt [kW]	Continuo (S1)
Resultado de la verificación térmica :	2,72
	satisfecha

Tipo motor	HF- trifásico
Tamaño	S0S 4
Acoplamiento DxE-P	B5 24x50-200
Alimentación [V - Hz]	277.480 - 60
Grado de protección	IP 55
Aislamiento clase	F
Refrigeración	IC 411
Potencia nominal motor PN [kW]	1,32
Velocidad angular nominal n [min-1]	1698
Corriente nominal (400V) IN [A]	2,95
Corriente nominal (400V) IN [A]	14,8
Par nominal MN [Nm]	7,4
Par de arranque MS [Nm]	22,2
Par max Mmax [Nm]	22,2
Rendimiento [%]	77,9
cos (phi)	0,7
Momento de inercia Jo [kgm2]	0,0024
Arranque en vacío interm. 50% Zo [st/h]	5000
Masa del motor [kg]	11,5

Fichero parcial



Vista desde arriba en F.C. B3

Tuercas de fijación: M10 UNI 5588

Resultado de la verificación térmica : satisfecha $P1 = 1.32 < Pt = 2.72$ [kW]

El programa utiliza los datos de catálogo para la selección y la verificación del reductor. No realiza cálculos de duración de rodamientos y engranajes



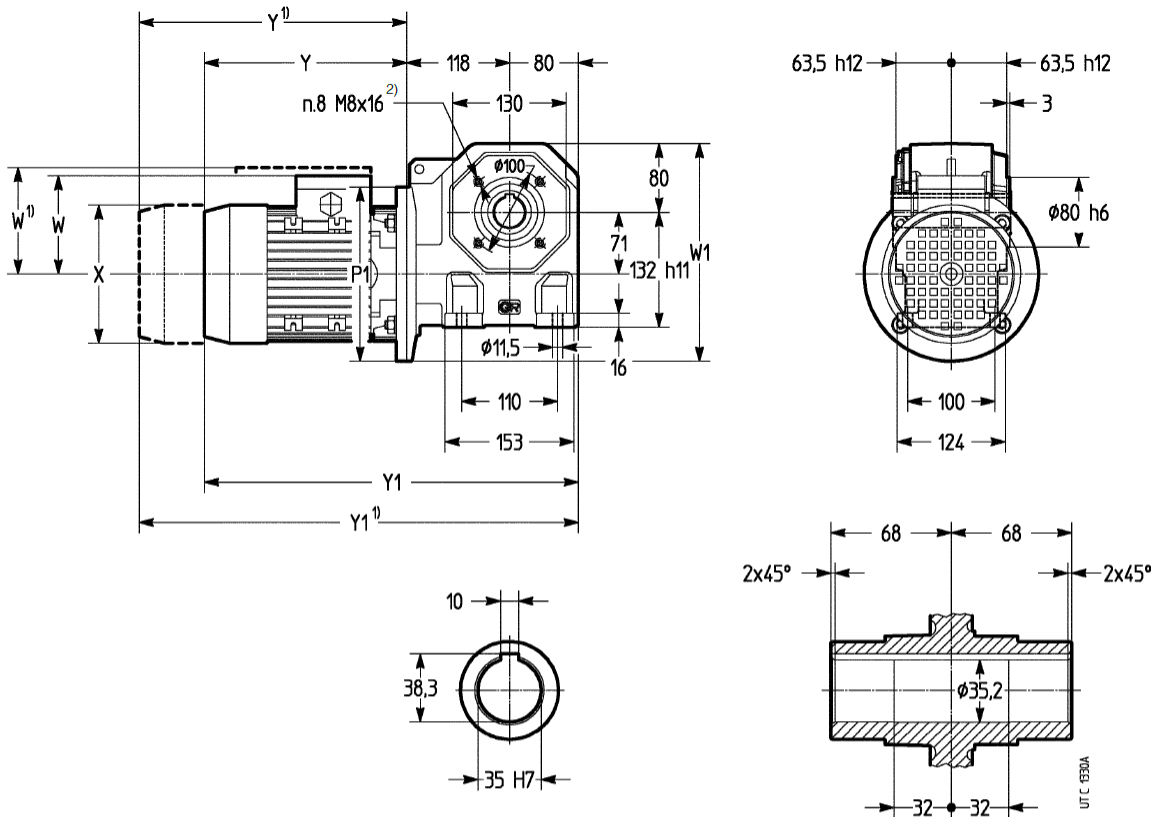
Los tamaños de reductores y motorreductores y los resultados de los cálculos son vinculantes sólo si expresamente confirmados por Rossi Motoriduttori

Rossi Motorreductores
info@rossi-group.com - www.rossi-group.com

Anexo16-1

Dimensiones motorreductor ROSSI

MR V 535 UO4E – 90S 4 277.480 – 60 B5/110 B3 i=15,5



Tam. motor Grand. moteur	P1 Ø	X Ø	Y	Y1	W	W1
		1)	≈ 1)	≈ 1)	≈ 1)	≈ 1)
80 B5	200	159	252	490	137	251
90S B5		175	262	460	144	
90L B5		177	288	486	144	251
90LC B5		177	318	516	144	251
100...112M B5R		222	361	559	173	254
112MC B5R		204	377	575		

1) Valores validos para motor freno F0.

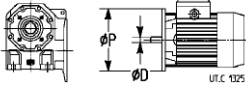
2) N. 4 taladros sobre cadauna de las 2 caras B14.

1) Valeurs valables pour moteur frein F0.

2) N. 4 trous sur chaque surface des 2 surfaces de la B14.

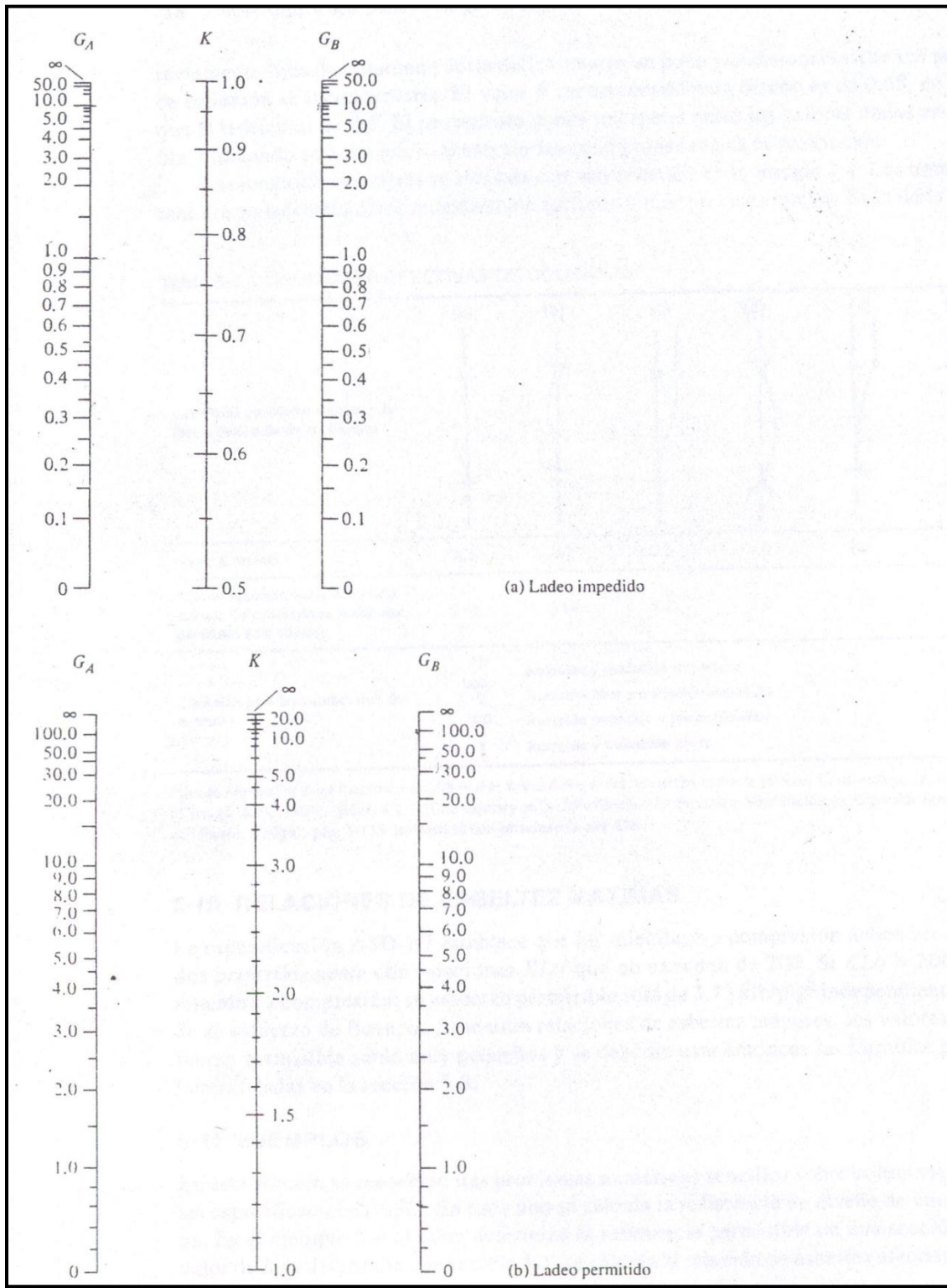
Anexo 17

Hoja técnica motorreductor ROSSI MR V 535 90S 4

P_1	n_2	P_2	M_2	M_{2max}	F_{r2}	i	f_s		Masa Masse	
kW	min ⁻¹	kW	N m	N m	N				HF kg	F0 kg
0,75	19,4	0,52	257	387	6 500	73	1	MR V 535 - 80 B 4 B5 19 x 200	29	33
	24,4	0,55	214	525	6 500	58	1,5			
	30,1	0,57	180	545	6 000	47	1,9			
	38,2	0,58	145	628	5 600	37	2,5			
	47,2	0,6	121	612	5 300	30	3			
	60,2	0,63	100	531	4 750	23,5	3,35			
	19,6	0,52	255	318	5 000	47	0,75			
	24,9	0,54	209	357	5 000	37	1,06			
	30,7	0,57	177	375	4 750	30	1,32			
	38,3	0,58	145	356	4 250	24	1,6			
	24,4	0,52	205	263	5 000	58	0,8			
	30,1	0,55	174	286	4 750	47	1			
	38,2	0,57	142	324	4 250	37	1,4			
	47,2	0,59	119	334	3 750	30	1,7			
	59	0,6	97	326	3 550	24	2			
	74,5	0,63	81	305	3 000	19	2,36			
	91,3	0,64	67	314	2 800	15,5	2,65			
	118	0,65	53	281	2 500	12	3,15			
	30,7	0,56	173	209	2 800	30	0,75			
	36,3	0,56	146	178	2 800	38	0,75			
	46	0,57	119	189	2 650	30	1			
	57,5	0,59	98	173	2 650	24	1,06			
	72,6	0,63	82	167	2 500	19	1,32			
	89	0,64	68	172	2 120	15,5	1,5			
	115	0,65	54	153	1 800	12	1,7			
	37,2	0,56	142	178	2 800	38	0,8			
	47,2	0,57	116	189	2 650	30	1			
	59	0,59	96	173	2 650	24	1,12			
	74,5	0,63	80	167	2 500	19	1,32			
	91,3	0,64	67	172	2 120	15,5	1,5			
	118	0,65	52	153	1 800	12	1,7			
	170	0,67	37,4	141	1 400	8,33	2,12			
	185	0,65	33,7	136	1 600	15,5	2,24			
	89	0,63	68	91	1 500	15,5	0,8			
	115	0,64	53	81	1 400	12	0,9			
	166	0,66	38,1	73	1 250	8,33	1,12			
	118	0,61	49,4	74	1 600	24	0,95			
	149	0,64	41	71	1 500	19	1,06			
	183	0,65	34	74	1 500	15,5	1,25			
	236	0,66	26,6	66	1 180	12	1,4			
	340	0,67	19	61	950	8,33	1,8			
	230	0,66	27,4	41,3	710	6	0,85			
	12,5	0,75	575	800	7 500	73	1	MR V 742 - 90 L 6 B5 24 x 200	46	52
1,1	15,8	0,79	480	1078	7 500	58	1,4			
	19,5	0,82	404	1123	7 500	47	1,7			
	24,7	0,85	326	1326	7 500	37	2,36			
	19,4	0,79	389	792	7 500	73	1,4	MR V 742 - 90 S 4 B5 24 x 200	41	45
	24,4	0,82	323	973	7 500	58	1,9			
	30,1	0,85	270	981	7 100	47	2,24			
	38,2	0,87	218	1164	7 500	37	3			
	15,8	0,77	466	547	6 500	58	0,71	MR V 535 - 90 L 6 B5 24 x 200	36	42
	19,5	0,8	394	616	6 500	47	0,95			
	24,7	0,83	319	701	6 500	37	1,32			
	30,5	0,85	267	686	6 300	30	1,6			
	38,9	0,91	223	596	5 300	23,5	1,7	MR V 535 - 80 C 4 B5* 19 x 200	32	35
	24,4	0,8	315	525	6 500	58	1			
	30,1	0,83	264	545	6 500	47	1,32			
	38,2	0,85	213	628	5 600	37	1,7			
	24,4	0,8	315	525	6 500	58	1	MR V 535 - 90 S 4 B5 24 x 200	32	35
	30,1	0,83	264	545	6 500	47	1,32			
	38,2	0,85	213	628	5 600	37	1,7			
	47,2	0,88	178	612	4 750	30	2			
	60,2	0,93	147	531	4 500	23,5	2,24	MR V 430 - 90 L 6 B5R 19 x 200	27	33
	74,5	0,94	121	594	4 250	19	2,65			
	91,3	0,95	100	576	4 000	15,5	3,35			
	24,7	0,8	309	357	4 250	37	0,71			
	30,5	0,83	261	375	4 250	30	0,9			
	38,1	0,85	214	356	4 000	24	1,06			
	48,2	0,91	180	343	4 000	19	1,25			

Anexo 18

Nomogramas para calcular la longitud efectiva o columnas



Anexo 19

Tabla C36 (Tensión admisible para miembros de compresión)

$\frac{Kl}{r}$	F_a (ksi)	$\frac{Kl}{r}$	F_a (ksi)	$\frac{Kl}{r}$	F_a (ksi)	$\frac{Kl}{r}$	F_a (ksi)	$\frac{Kl}{r}$	F_a (ksi)
1	21.56	41	19.11	81	15.24	121	10.14	161	5.76
2	21.52	42	19.03	82	15.13	122	9.99	162	5.69
3	21.48	43	18.95	83	15.02	123	9.85	163	5.62
4	21.44	44	18.86	84	14.90	124	9.70	164	5.55
5	21.39	45	18.78	85	14.79	125	9.55	165	5.49
6	21.35	46	18.70	86	14.67	126	9.41	166	5.42
7	21.30	47	18.61	87	14.56	127	9.26	167	5.35
8	21.25	48	18.53	88	14.44	128	9.11	168	5.29
9	21.21	49	18.44	89	14.32	129	8.97	169	5.23
10	21.16	50	18.35	90	14.20	130	8.84	170	5.17
11	21.10	51	18.26	91	14.09	131	8.70	171	5.11
12	21.05	52	18.17	92	13.97	132	8.57	172	5.05
13	21.00	53	18.08	93	13.84	133	8.44	173	4.99
14	20.95	54	17.99	94	13.72	134	8.32	174	4.93
15	20.89	55	17.90	95	13.60	135	8.19	175	4.88
16	20.83	56	17.81	96	13.48	136	8.07	176	4.82
17	20.78	57	17.71	97	13.35	137	7.96	177	4.77
18	20.72	58	17.62	98	13.23	138	7.84	178	4.71
19	20.66	59	17.53	99	13.10	139	7.73	179	4.66
20	20.60	60	17.43	100	12.98	140	7.62	180	4.61
21	20.54	61	17.33	101	12.85	141	7.51	181	4.56
22	20.48	62	17.24	102	12.72	142	7.41	182	4.51
23	20.41	63	17.14	103	12.59	143	7.30	183	4.46
24	20.35	64	17.04	104	12.47	144	7.20	184	4.41
25	20.28	65	16.94	105	12.33	145	7.10	185	4.36
26	20.22	66	16.84	106	12.20	146	7.01	186	4.32
27	20.15	67	16.74	107	12.07	147	6.91	187	4.27
28	20.08	68	16.64	108	11.94	148	6.82	188	4.23
29	20.01	69	16.53	109	11.81	149	6.73	189	4.18
30	19.94	70	16.43	110	11.67	150	6.64	190	4.14
31	19.87	71	16.33	111	11.54	151	6.55	191	4.09
32	19.80	72	16.22	112	11.40	152	6.46	192	4.05
33	19.73	73	16.12	113	11.26	153	6.38	193	4.01
34	19.65	74	16.01	114	11.13	154	6.30	194	3.97
35	19.58	75	15.90	115	10.99	155	6.22	195	3.93
36	19.50	76	15.79	116	10.85	156	6.14	196	3.89
37	19.42	77	15.69	117	10.71	157	6.06	197	3.85
38	19.35	78	15.58	118	10.57	158	5.98	198	3.81
39	19.27	79	15.47	119	10.43	159	5.91	199	3.77
40	19.19	80	15.36	120	10.28	160	5.83	200	3.73

^aWhen element width-to-thickness ratio exceeds noncompact section limits of Sect. B5.1, see Appendix B5.
Note: $C_c = 126.1$

Anexo 20

Comparación tipos de cojinetes con tipos de cargas

Comparación de tipo de cojinetes			
<i>Tipo de cojinete</i>	<i>Capacidad de carga radial</i>	<i>Capacidad de carga de empuje</i>	<i>Capacidad de desalineación</i>
Bola de hilera única, ranura profunda	Buena	Aceptable	Aceptable
Bola de doble hilera, ranura profunda	Excelente	Buena	Aceptable
Contacto angular	Buena	Excelente	Pobre
Rodamiento cilíndrico	Excelente	Pobre	Aceptable
Aguja	Excelente	Pobre	Pobre
Rodamiento esférico	Excelente	Aceptable/buena	Excelente
Rodamiento ahusado	Excelente	Excelente	Pobre

Anexo 21

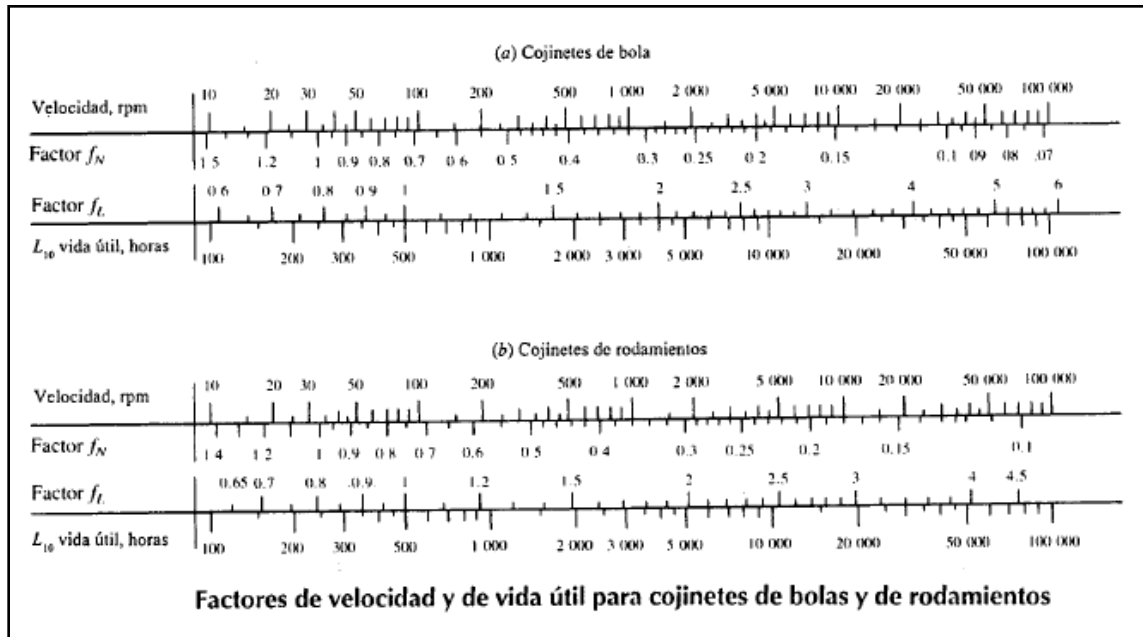
Factores radiales y de empuje para cojinetes de hilera única, ranura profunda

Factores radiales y de empuje para cojinetes de hilera única, ranura profunda					
<i>e</i>	<i>T/C_o</i>	<i>Y</i>	<i>e</i>	<i>T/C_o</i>	<i>Y</i>
0.19	0.014	2.30	0.34	0.170	1.31
0.22	0.028	1.99	0.38	0.280	1.15
0.26	0.056	1.71	0.42	0.420	1.04
0.28	0.084	1.55	0.44	0.560	1.00
0.30	0.110	1.45			

Nota: $X = 0.56$ para todos los valores de Y .

Anexo 22

Factores de velocidad y de vida útil para cojinetes de bolas y de rodamientos



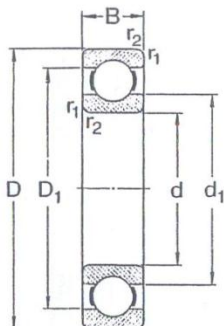
Anexo 23

Vida útil de diseño recomendada para cojinetes

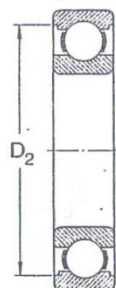
Vida útil de diseño recomendada para cojinetes	
<i>Uso</i>	<i>Vida útil de diseño L₁₀, h</i>
Aparatos domésticos	1 000–2 000
Motores para aviones	1 000–4 000
Automotriz	1 500–5 000
Equipo agrícola	3 000–6 000
Elevadores, ventiladores industriales, engranes de uso múltiple	8 000–15 000
Motores eléctricos, ventiladores industriales con tolva, máquinas industriales en general	20 000–30 000
Bombas y compresoras	40 000–60 000
Equipo crítico en operación continua las 24 horas	100 000–200 000
Fuente. Eugene A. Avallone y Theodore Baumeister III, eds. <i>Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers</i> , 9ª edición. Nueva York: McGraw-Hill Book Company, 1986.	

Anexo 24

Rodamiento rígido de bolas código SKF 6004



Reborde sin
ranuras

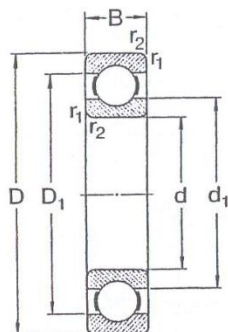


Reborde con
ranuras

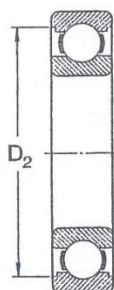
Dimensiones principales			Capacidad de carga		Límite de velocidad		Masa	Designación
d	D	B	dinám. C_0	estát. C_0	Lubricación con grasa aceite			
mm			N		r/min		kg	-
17	26	5	1 680	930	24 000	30 000	0,0082	61803
	35	8	6 050	2 800	19 000	24 000	0,032	16003
	35	10	6 050	2 800	19 000	24 000	0,039	6003
	40	12	9 560	4 500	17 000	20 000	0,065	6203
	47	14	13 500	6 550	16 000	19 000	0,12	6303
	62	17	22 900	11 800	12 000	15 000	0,27	6403
20	32	7	2 650	1 400	19 000	24 000	0,018	61804
	42	8	7 020	3 400	17 000	20 000	0,050	16004
	42	12	9 360	4 500	17 000	20 000	0,069	6004
	47	14	12 700	6 200	15 000	18 000	0,11	6204
	52	15	15 900	7 800	13 000	16 000	0,14	6304
	72	19	30 700	16 600	10 000	13 000	0,40	6404
25	37	7	3 120	1 960	17 000	20 000	0,022	61805
	47	8	7 610	4 000	14 000	17 000	0,060	16005
	47	12	11 200	5 600	15 000	18 000	0,080	6005
	52	15	14 000	6 950	12 000	15 000	0,13	6205
	62	17	22 500	11 400	11 000	14 000	0,23	6305
	80	21	35 800	19 600	9 000	11 000	0,53	6405
30	42	7	3 120	2 080	15 000	18 000	0,026	61806
	55	9	11 200	5 850	12 000	15 000	0,085	16006
	55	13	13 300	6 800	12 000	15 000	0,12	6006
	62	16	19 500	10 000	10 000	13 000	0,20	6206
	72	19	28 100	14 600	9 000	11 000	0,35	6306
	90	23	43 600	24 000	8 500	10 000	0,74	6406
35	47	7	4 030	3 000	13 000	16 000	0,030	61807
	62	9	12 400	6 950	10 000	13 000	0,11	16007
	62	14	15 900	8 500	10 000	13 000	0,16	6007
	72	17	25 500	13 700	9 000	11 000	0,29	6207
	80	21	33 200	18 000	8 500	10 000	0,46	6307
	100	25	55 300	31 000	7 000	8 500	0,95	6407
40	52	7	4 160	3 350	11 000	14 000	0,034	61808
	68	9	13 300	7 800	9 500	12 000	0,13	16008
	68	15	16 800	9 300	9 500	12 000	0,19	6008
	80	18	30 700	16 600	8 500	10 000	0,37	6208
	90	23	41 000	22 400	7 500	9 000	0,63	6308
	110	27	63 700	36 500	6 700	8 000	1,25	6408

Anexo 25

Rodamiento rígido de bolas código SKF 61828



Reborde sin
ranuras



Reborde con
ranuras

Dimensiones principales			Capacidad de carga		Límite de velocidad		Masa	Designación
d	D	B	C	estát. C ₀	grasa	aceite		
mm			N		r/min		kg	—
105	130	13	20 800	18 000	4 500	5 300	0,32	61821
	160	18	52 000	38 000	4 000	4 800	1,20	16021
	160	26	72 800	51 000	4 000	4 800	1,60	6021
	190	36	133 000	90 000	3 200	3 800	3,70	6221
	225	49	182 000	143 000	2 800	3 400	8,25	6321
110	140	16	28 100	23 600	4 300	5 000	0,60	61822
	170	19	57 200	42 500	3 800	4 500	1,45	16022
	170	28	81 900	57 000	3 800	4 500	1,95	6022
	200	38	146 000	100 000	3 000	3 600	4,35	6222
	240	50	203 000	166 000	2 600	3 200	9,55	6322
120	150	16	29 100	25 000	3 800	4 500	0,65	61824
	180	19	61 800	47 500	3 400	4 000	1,60	16024
	180	28	85 200	61 000	3 400	4 000	2,05	6024
	215	40	146 000	100 000	2 800	3 400	5,15	6224
	260	55	208 000	166 000	2 400	3 000	14,5	6324
130	165	18	37 700	32 500	3 600	4 300	0,93	61826
	200	22	79 300	61 000	3 200	3 800	2,35	16026
	200	33	106 000	78 000	3 200	3 800	3,15	6026
	230	40	156 000	112 000	2 600	3 200	5,80	6226
	280	58	229 000	193 000	2 200	2 800	18,0	6326
140	175	18	39 700	35 500	3 400	4 000	0,99	61828
	210	22	80 600	64 000	3 000	3 600	2,50	16028
	210	33	111 000	83 000	3 000	3 600	3,35	6028
	250	42	165 000	122 000	2 400	3 000	7,45	6228
	300	62	255 000	224 000	2 000	2 600	22,0	6328
150	190	20	48 800	43 000	3 000	3 600	1,40	61830
	225	24	92 300	73 500	2 600	3 200	3,15	16030
	225	35	125 000	96 500	2 600	3 200	4,80	6030
	270	45	174 000	137 000	2 000	2 600	9,40	6230
	320	65	276 000	250 000	1 900	2 400	26,0	6330
160	200	20	49 400	45 000	2 800	3 400	1,45	61832
	240	25	99 500	80 000	2 400	3 000	3,70	16032
	240	38	143 000	112 000	2 400	3 000	5,90	6032
	290	48	186 000	146 000	1 900	2 400	14,5	6232
	340	68	276 000	250 000	1 800	2 200	29,0	6332

Anexo 26

Rodamiento rígido de bolas código SKF 6012

Reborde sin ranuras

Reborde con ranuras

Dimensiones principales

d D B

Capacidad de carga
dinám. C
estát. C₀

Límite de velocidad
Lubricación con
grasa aceite

Masa

Designación

mm

N

r/min

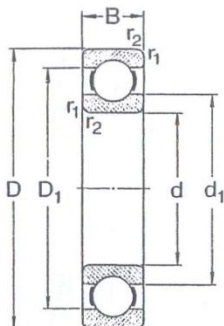
kg

-

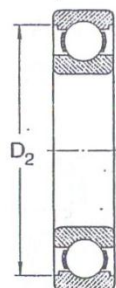
45	58	7	6 050	3 800	9 500	12 000	0,040	61809
	75	10	15 600	9 300	9 000	11 000	0,17	16009
	75	16	21 200	12 200	9 000	11 000	0,25	6009
	85	19	33 200	18 600	7 500	9 000	0,41	6209
	100	25	52 700	30 000	6 700	8 000	0,83	6309
	120	29	76 100	45 500	6 000	7 000	1,55	6409
50	65	7	6 240	4 250	9 000	11 000	0,052	61810
	80	10	16 300	10 000	8 500	10 000	0,18	16010
	80	16	21 600	13 200	8 500	10 000	0,26	6010
	90	20	35 100	19 600	7 000	8 500	0,46	6210
	110	27	61 800	36 000	6 300	7 500	1,05	6310
	130	31	87 100	52 000	5 300	6 300	1,90	6410
55	72	9	8 320	5 600	8 500	10 000	0,083	61811
	90	11	19 500	12 200	7 500	9 000	0,26	16011
	90	18	28 100	17 000	7 500	9 000	0,39	6011
	100	21	43 600	25 000	6 300	7 500	0,61	6211
	120	29	71 500	41 500	5 600	6 700	1,35	6311
	140	33	99 500	63 000	5 000	6 000	2,30	6411
60	78	10	8 710	6 100	7 500	9 000	0,11	61812
	95	11	19 900	13 200	6 700	8 000	0,28	16012
	95	18	29 600	18 300	6 700	8 000	0,42	6012
	110	22	47 500	28 000	6 000	7 000	0,78	6212
	130	31	81 900	48 000	5 000	6 000	1,70	6312
	150	35	108 000	69 500	4 800	5 600	2,75	6412
65	85	10	11 700	8 300	7 000	8 500	0,13	61813
	100	11	21 200	14 600	6 300	7 500	0,30	16013
	100	18	30 700	19 600	6 300	7 500	0,44	6013
	120	23	55 900	34 000	5 300	6 300	0,99	6213
	140	33	92 300	56 000	4 800	5 600	2,10	6313
	160	37	119 000	78 000	4 500	5 300	3,30	6413
70	90	10	12 100	9 150	6 700	8 000	0,14	61814
	110	13	28 100	19 000	6 000	7 000	0,43	16014
	110	20	37 700	24 500	6 000	7 000	0,60	6014
	125	24	61 800	37 500	5 000	6 000	1,05	6214
	150	35	104 000	63 000	4 500	5 300	2,50	6314
	180	42	143 000	104 000	3 800	4 500	4,85	6414

Anexo 27

Rodamiento rígido de bolas código SKF 6008



Reborde sin
ranuras



Reborde con
ranuras

Dimensiones principales			Capacidad de carga		Límite de velocidad		Masa	Designación
d	D	B	dinám. C_0	estát. C_0	Lubricación con grasa aceite			
mm			N		r/min		kg	-
17	26	5	1 680	930	24 000	30 000	0,0082	61803
	35	8	6 050	2 800	19 000	24 000	0,032	16003
	35	10	6 050	2 800	19 000	24 000	0,039	6003
	40	12	9 560	4 500	17 000	20 000	0,065	6203
	47	14	13 500	6 550	16 000	19 000	0,12	6303
	62	17	22 900	11 800	12 000	15 000	0,27	6403
20	32	7	2 650	1 400	19 000	24 000	0,018	61804
	42	8	7 020	3 400	17 000	20 000	0,050	16004
	42	12	9 360	4 500	17 000	20 000	0,069	6004
	47	14	12 700	6 200	15 000	18 000	0,11	6204
	52	15	15 900	7 800	13 000	16 000	0,14	6304
	72	19	30 700	16 600	10 000	13 000	0,40	6404
25	37	7	3 120	1 960	17 000	20 000	0,022	61805
	47	8	7 610	4 000	14 000	17 000	0,060	16005
	47	12	11 200	5 600	15 000	18 000	0,080	6005
	52	15	14 000	6 950	12 000	15 000	0,13	6205
	62	17	22 500	11 400	11 000	14 000	0,23	6305
	80	21	35 800	19 600	9 000	11 000	0,53	6405
30	42	7	3 120	2 080	15 000	18 000	0,026	61806
	55	9	11 200	5 850	12 000	15 000	0,085	16006
	55	13	13 300	6 800	12 000	15 000	0,12	6006
	62	16	19 500	10 000	10 000	13 000	0,20	6206
	72	19	28 100	14 600	9 000	11 000	0,35	6306
	90	23	43 600	24 000	8 500	10 000	0,74	6406
35	47	7	4 030	3 000	13 000	16 000	0,030	61807
	62	9	12 400	6 950	10 000	13 000	0,11	16007
	62	14	15 900	8 500	10 000	13 000	0,16	6007
	72	17	25 500	13 700	9 000	11 000	0,29	6207
	80	21	33 200	18 000	8 500	10 000	0,46	6307
	100	25	55 300	31 000	7 000	8 500	0,95	6407
40	52	7	4 160	3 350	11 000	14 000	0,034	61808
	68	9	13 300	7 800	9 500	12 000	0,13	16008
	68	15	16 800	9 300	9 500	12 000	0,19	6008
	80	18	30 700	16 600	8 500	10 000	0,37	6208
	90	23	41 000	22 400	7 500	9 000	0,63	6308
	110	27	63 700	36 500	6 700	8 000	1,25	6408

Anexo 28

Tamaños mínimos de soldadura para placas de gran espesor

Tamaños mínimos de soldadura para placas de gran espesor	
<i>Espesor de la placa (pulg)</i>	<i>Tamaño mínimo de lado para soldadura de chaflán (pulg)</i>
$\leq 1/2$	$3/16$
$> 1/2 - 3/4$	$1/4$
$> 3/4 - 1 1/2$	$5/16$
$> 1 1/2 - 2 1/4$	$3/8$
$> 2 1/4 - 6$	$1/2$
> 6	$5/8$

Anexo 29

Propiedades mínimas del metal de aporte

Número de electrodo AWS	Resistencia a la tensión, kpsi (Mpa)	Resistencia a la fluencia, kpsi (MPa)	Elongación porcentual
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

Anexo 30

Tipos de resorte

Tipos de resortes	
Usos	Tipos de resortes
Empujar	Resorte de compresión helicoidal Resorte Belleville Resorte de torsión: fuerza que actúa en el extremo del brazo de torque Resorte plano, como cantilever o resorte de hoja
Jalar	Resorte de extensión helicoidal Resorte de torsión: fuerza que actúa en el extremo del brazo de torque Resorte plano, como cantilever o resorte de hoja Resorte de barra de torsión (caso especial del resorte de compresión) Resorte de fuerza constante
Radial	Resorte Garter, banda elastomérica, grapa de resorte
Torque	Resorte de torsión, resorte de potencia

Anexo 31

Aceros al alto carbono y de aleación para resortes

Nombre del material	Especificaciones similares	Descripción
Alambre de instrumento musical, 0.80-0.95C	UNS G10850 AISI 1085 ASTM A228-51	Es el material mejor, más tenaz y el más ampliamente usado para resortes pequeños. Tiene la mayor resistencia a la tensión y puede resistir mayores esfuerzos bajo cargas repetidas que cualquier otro material de resorte. Se fabrica con diámetros de 0.12 a 3 mm (0.005 a 0.125 pulg). No se emplee a más de 120°C (250°F) o a temperaturas bajo cero.
Alambre revenido en aceite, 0.60-0.70C	UNS G10650 AISI 1065 ASTM A229-41	Este acero para resortes de uso general se emplea en muchos tipos de resortes helicoidales, cuando el costo del alambre para cuerda musical es prohibitivo o se requieren tamaños mayores que los de éste. No se emplee con cargas de choque o impacto. Se fabrica en diámetros de 3 a 12 mm (0.125 a 0.5000 pulg), pero es posible obtener mayores y menores tamaños. No se use a más de 180°C (350°F), ni a temperaturas bajo cero.
Alambre estirado duro, 0.60-0.70C	UNS G10660 AISI 1066 ASTM A227-47	Es el acero de uso general de menor costo y debe utilizarse sólo donde la vida, la exactitud y la deformación no son muy importantes. Se fabrica en diámetros de 0.8 a 12 mm (0.31 a 0.500 pulg.). No se emplee a más de 120°C (250°F) ni a temperaturas bajo cero.
Al cromo vanadio	UNS G61500 AISI 6150 ASTM A231-41	El acero aleado de uso más extenso en aplicaciones que implican esfuerzos elevados; inadmisibles en aceros al alto carbono, y de donde se necesitan resistencia a la fatiga y alta durabilidad. También sirva para cargas de choque o impacto. Es ampliamente utilizado en válvulas de motores de aviación y para temperaturas hasta de 220°C (425°F). Se surte en clases recocido o prerrevenido y en tamaños de 0.8 a 12 mm (0.031 a 0.500 pulg) de diámetro.
Al cromo silicio	UNS G92540 AISI 9254	Esta aleación, bastante nueva, es un material excelente para resortes altamente esforzados que requieren larga vida y trabajan sometidos a cargas de choque. Usualmente su dureza Rockwell está entre C50 y C53, y el material puede emplearse hasta temperaturas de 250°C (475°F). Se fabrica en diámetros de 0.8 a 12 mm (0.031 a 0.500 pulg).

Anexo 32

Esfuerzos de torsión máximos permisibles de resortes helicoidales de compresión en aplicaciones estáticas

Material	Porcentaje máximo de la resistencia a la tensión	
	Antes de la remoción de la deformación Incluye K_W o K_B	Después de la remoción de la deformación Incluye K_s
Alambre de piano y acero al carbono estirado en frío	45	60-70
Acero al carbono templado y revenido y acero de baja aleación	50	65-75
Aceros inoxidables austeníticos	35	55-65
Aleaciones no ferrosas	35	55-65

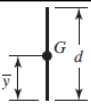
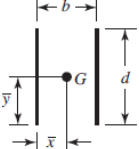
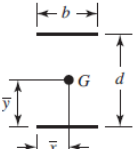
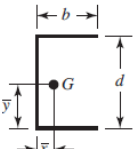
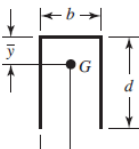
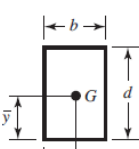
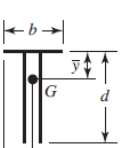
ANEXO 33

Calibres de alambre y diámetros para resortes

Calibres de alambre y diámetros para resortes				
Número de calibre	Número de calibre de alambre U. S. Steel (pulg) ^a	Calibre de alambre instrumentos musicales (pulg) ^b	Calibre Brown & Sharpe (pulg) ^c	Diámetros métricos recomendables (mm)
7/0	0.490 0	—	—	13.0
6/0	0.461 5	0.004	0.580 0	12.0
5/0	0.430 5	0.005	0.516 5	11.0
4/0	0.393 8	0.006	0.460 0	10.0
3/0	0.362 5	0.007	0.409 6	9.0
2/0	0.331 0	0.008	0.364 8	8.5
0	0.306 5	0.009	0.324 9	8.0
1	0.283 0	0.010	0.289 3	7.0
2	0.262 5	0.011	0.257 6	6.5
3	0.243 7	0.012	0.229 4	6.0
4	0.225 3	0.013	0.204 3	5.5
5	0.207 0	0.014	0.181 9	5.0
6	0.192 0	0.016	0.162 0	4.8
7	0.177 0	0.018	0.144 3	4.5
8	0.162 0	0.020	0.128 5	4.0
9	0.148 3	0.022	0.114 4	3.8
10	0.135 0	0.024	0.101 9	3.5
11	0.120 5	0.026	0.090 7	3.0
12	0.105 5	0.029	0.080 8	2.8
13	0.091 5	0.031	0.072 0	2.5
14	0.080 0	0.033	0.064 1	2.0
15	0.072 0	0.035	0.057 1	1.8
16	0.062 5	0.037	0.050 8	1.6
17	0.054 0	0.039	0.045 3	1.4
18	0.047 5	0.041	0.040 3	1.2
19	0.041 0	0.043	0.035 9	1.0
20	0.034 8	0.045	0.032 0	0.90
21	0.031 7	0.047	0.028 5	0.80
22	0.028 6	0.049	0.025 3	0.70

Anexo 34

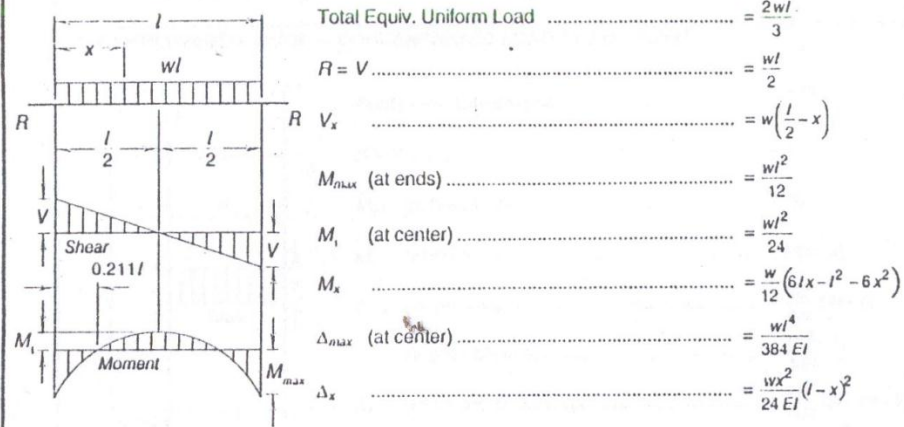
Propiedades flexionantes de las soldaduras de filete

Soldadura	Area de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento unitario del área
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{12}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{6}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{bd^2}{2}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{12}(6b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$

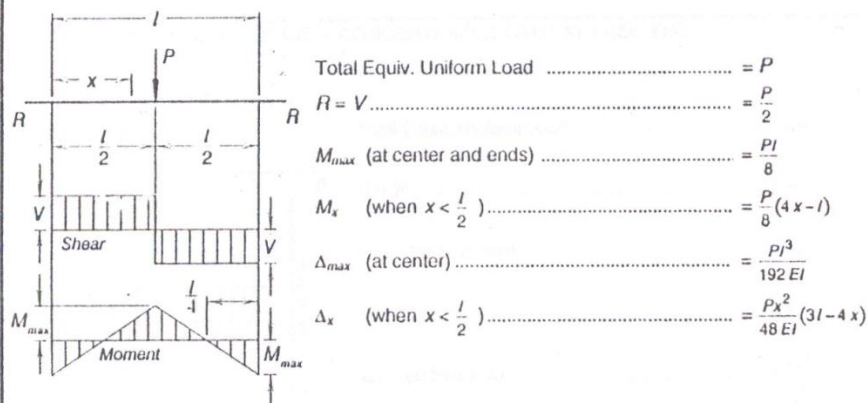
Anexo 35

Viga empotrada en los extremos

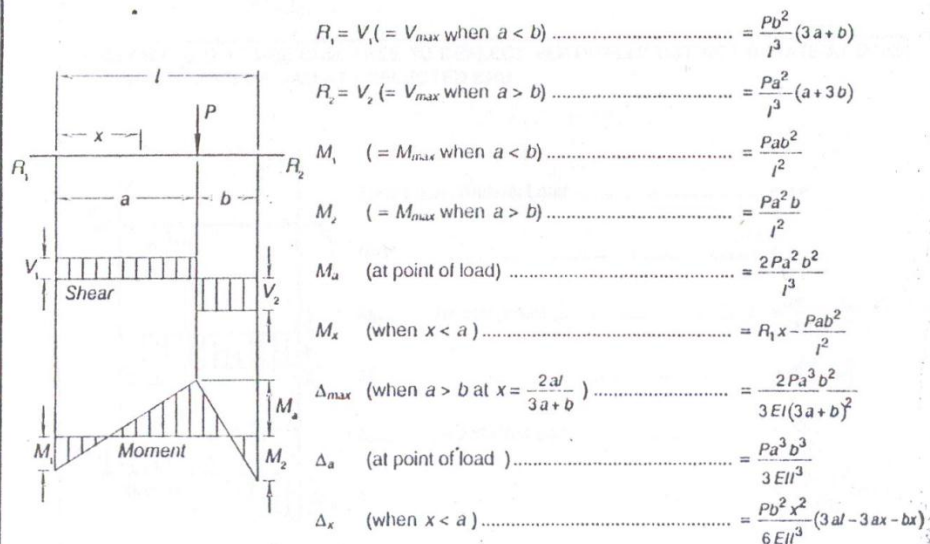
15. BEAM FIXED AT BOTH ENDS — UNIFORMLY DISTRIBUTED LOADS



16. BEAM FIXED AT BOTH ENDS — CONCENTRATED LOAD AT CENTER

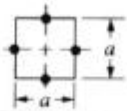



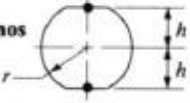
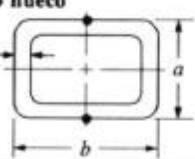



17. BEAM FIXED AT BOTH ENDS — CONCENTRATED LOAD AT ANY POINT



Anexo 36

Torsión en secciones no circulares

Forma de la sección transversal	$K =$ para usarse en $\theta = TL/GK$ $Q =$ para usarse en $\tau = T/Q$	El punto negro (•) denota la ubicación de $\tau_{\text{máx}}$																					
Cuadrado 	$K = 0.141a^4$ $Q = 0.208a^3$	$\tau_{\text{máx}}$ a la mitad de cada lado																					
Rectángulo 	$K = bh^3 \left[\frac{1}{3} - 0.21 \frac{h}{b} \left(1 - \frac{(h/b)^4}{12} \right) \right]$ $Q = \frac{bh^2}{[3 + 1.8(h/b)]}$	(Aproximado; dentro = 5%) $\tau_{\text{máx}}$ a la mitad de los lados largos																					
Triángulo (equilátero) 	$K = 0.0217a^4$ $Q = 0.050a^3$																						
Flecha con un rebaje plano 	$K = C_1 r^4$ $Q = C_2 r^3$	<table><tr><th>h/r</th><th>0</th><th>0.2</th><th>0.4</th><th>0.6</th><th>0.8</th><th>1.0</th></tr><tr><td>C_1</td><td>0.30</td><td>0.51</td><td>0.78</td><td>1.06</td><td>1.37</td><td>1.57</td></tr><tr><td>C_2</td><td>0.35</td><td>0.51</td><td>0.70</td><td>0.92</td><td>1.18</td><td>1.57</td></tr></table>	h/r	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	C_1	0.30	0.51	0.78	1.06	1.37	1.57	C_2	0.35	0.51	0.70	0.92	1.18	1.57
h/r	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0																	
C_1	0.30	0.51	0.78	1.06	1.37	1.57																	
C_2	0.35	0.51	0.70	0.92	1.18	1.57																	
Flecha con dos rebajes planos 	$K = C_3 r^4$ $Q = C_4 r^3$	<table><tr><th>h/r</th><th>0.5</th><th>0.6</th><th>0.7</th><th>0.8</th><th>0.9</th><th>1.0</th></tr><tr><td>C_3</td><td>0.44</td><td>0.67</td><td>0.93</td><td>1.19</td><td>1.39</td><td>1.57</td></tr><tr><td>C_4</td><td>0.47</td><td>0.60</td><td>0.81</td><td>1.02</td><td>1.25</td><td>1.57</td></tr></table>	h/r	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	C_3	0.44	0.67	0.93	1.19	1.39	1.57	C_4	0.47	0.60	0.81	1.02	1.25	1.57
h/r	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0																	
C_3	0.44	0.67	0.93	1.19	1.39	1.57																	
C_4	0.47	0.60	0.81	1.02	1.25	1.57																	
Rectángulo hueco  t (uniforme)	$K = \frac{2t(a-t)^2(b-t)^2}{(a+b-2t)}$ $Q = 2t(a-t)(b-t)$	Da el esfuerzo promedio; buena aproximación del esfuerzo máximo cuando t es pequeño Las esquinas interiores deben estar muy redondeadas																					
Tubo partido radio medio (r)  t (uniforme)	$K = 2\pi r^3/3$ $Q = \frac{4\pi^2 r^2 t^2}{(6\pi r + 1.8t)}$	t debe ser pequeño																					

Anexo 37

Características tubería estructural

TUBERÍA ESTRUCTURAL

Características Generales:

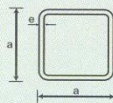
Norma de Fabricación : ASTM A500-03
 Límite de fluencia (mínimo) $f_y = 2400 \text{ kg/cm}^2$
 Tolerancias : Diámetro $\pm 0.5\%$
 Longitud de Entrega : 6 metros, otras longitudes bajo pedido
 Acabado : Negro o Galvanizado
 Espesor : $\pm 10\%$



1. Tubos Redondos

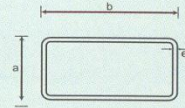
DENOMINACIÓN		ESPESOR	PESO	
Diámetro Exterior (D)		e	P	P
pulg.	mm	mm	Kg/m	Kg/6m
5/8	15,88	1,50	0,55	3,28
3/4	19,05	1,50	0,67	3,99
7/8	22,22	1,50	0,79	4,73
1	25,40	1,50	0,90	5,37
		2,00	1,17	7,02
1 1/4	31,75	1,50	1,13	6,78
		2,00	1,48	8,90
1 1/2	38,10	1,50	1,37	8,20
		2,00	1,80	10,79
1 3/4	44,45	1,50	1,60	9,57
		2,00	2,13	12,76
1 7/8	47,63	1,50	1,72	10,32
		2,00	2,27	13,62
2	50,80	1,50	1,84	11,02
		2,00	2,43	14,55
		3,00	3,45	20,69
2 1/4	57,15	1,50	2,08	12,47
		2,00	2,79	16,72
2 3/8	60,50	1,50	2,24	13,42
		2,00	2,83	17,00
		3,00	4,38	26,28
2 1/2	63,50	1,50	2,34	14,04
		2,00	3,13	18,75
		3,00	4,62	27,69
3	76,20	2,00	3,68	22,42
		3,00	5,26	33,35
		4,00	7,35	44,09
3 1/2	89,10	2,00	4,37	26,19
		3,00	6,50	39,00
		4,00	8,60	51,62
4 1/2	114,30	2,00	5,59	33,53
		3,00	8,36	50,16
		4,00	11,09	66,51
5	127,00	2,00	6,22	37,30
		3,00	9,26	55,53
		4,00	12,28	73,66

2. Tubos Cuadrados



DENOMINACIÓN		ESPESOR	PESO	
a		e	P	P
pulg.	mm	mm	Kg/m	Kg/6m
3/4	20	1,50	0,88	5,26
1	25	1,50	1,13	6,78
		2,00	1,48	8,90
1 1/4	30	1,50	1,37	8,20
		2,00	1,80	10,79
1 1/2	40	1,50	1,72	10,32
		2,00	2,27	13,62
		3,00	3,22	19,33
2	50	1,50	2,32	13,93
		2,00	3,13	18,75
		3,00	4,62	27,69
2 3/8	60	2,00	3,74	22,42
		3,00	5,56	33,35
3	75	2,00	4,65	27,88
		3,00	6,88	41,26
		4,00	9,11	54,64
4	100	2,00	6,22	37,30
		3,00	9,26	55,53
		4,00	12,28	73,66

3. Tubos Rectangulares



DENOMINACIÓN	DIMENSIONES			PESO	
	a	b	e	P	P
Pulg.	mm	mm	mm	Kg/m	Kg/6m
3/4 x 1 1/2	20	40	1,50	1,37	8,20
			2,00	1,80	10,79
1 x 2	25	50	1,50	1,72	10,32
			2,00	2,27	13,62
1 1/2 x 2 3/8	40	60	2,00	3,13	18,75
			3,00	4,62	27,69
1 1/4 x 2 3/4	30	70	2,00	3,13	18,75
			3,00	4,62	27,69
1 1/2 x 3 1/8	40	80	2,00	3,68	22,05
			3,00	5,26	31,55
1 3/4 x 3	45	75	2,00	3,74	22,42
			3,00	5,56	33,35
			4,00	7,35	44,09
2 x 4	50	100	2,00	4,63	27,79
			3,00	6,88	41,26
			4,00	9,11	54,64

4. Tubos Poste Galvanizados



DENOMINACIÓN		ESPESOR	PESO	
Diámetro Exterior (D)		e	P	P
pulg.	mm	mm	Kg/m	Kg/6m
1	25,40	2,00	1,22	7,34
1 1/4	31,75	2,00	1,55	9,30
1 1/2	38,10	2,00	1,88	11,28
1 5/8	42,20	2,00	2,15	12,90
1 3/4	44,45	2,00	2,22	13,34
2	50,80	2,00	2,54	15,21
2 3/8	60,50	2,00	3,10	18,61
2 1/2	63,50	2,00	3,27	19,60
3	76,20	2,00	3,84	23,04
		3,00	5,42	32,53
3 1/2	88,90	2,00	4,55	27,27
		3,00	6,70	40,18
4 1/2	114,30	2,00	5,84	35,05
		3,00	8,61	51,67
5	127,00	2,00	6,50	38,98
		3,00	9,53	57,20

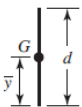
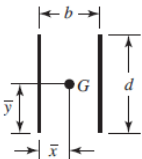
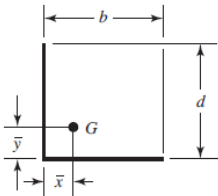
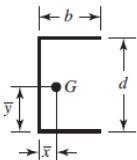
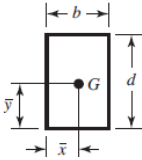
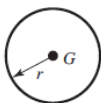
5. Tubos Agrícolas Galvanizados



DENOMINACIÓN		ESPESOR	PESO	
Diámetro Exterior (D)		e	P	P
pulg.	mm	mm	Kg/m	Kg/6m
7/8	22,22	1,5	0,84	5,02
1	25,40	1,5	0,95	5,69
1 1/4	31,75	1,5	1,20	7,19
1 1/2	38,10	1,5	1,45	8,69
1 3/4	44,45	1,5	1,69	10,15
2	50,80	1,5	1,95	11,69
2 1/4	57,15	1,5	2,23	13,37
2 1/4	57,15	2,0	2,91	17,48

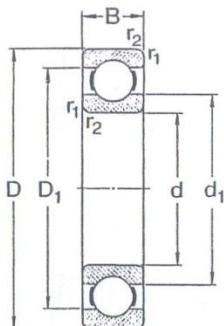
Anexo 38

Propiedades torsionales de las soldaduras de filete

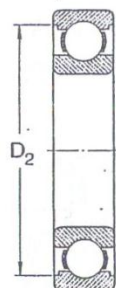
Soldadura	Area de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento polar unitario del área
	$A = 0.70 \, h d$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = d^3/12$
	$A = 1.41 \, h d$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{d(3b^2 + d^2)}{6}$
	$A = 0.707 h (2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2(b + d)}$ $\bar{y} = \frac{d^2}{2(b + d)}$	$J_u = \frac{(b + d)^4 - 6b^2 d^2}{12(b + d)}$
	$A = 0.707 h (2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{8b^3 + 6bd^2 + d^3}{12} - \frac{b^4}{2b + d}$
	$A = 1.414 h (b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{(b + d)^3}{6}$
	$A = 1.414 \, \pi h r$		$J_u = 2\pi r^3$

Anexo 39

Rodamiento rígido de bolas código SKF 61805



Reborde sin
ranuras



Reborde con
ranuras

Dimensiones principales			Capacidad de carga		Límite de velocidad		Masa	Designación
d	D	B	dinám. C_0	estát. C_0	Lubricación con			
mm			N		r/min		kg	-
17	26	5	1 680	930	24 000	30 000	0,0082	61803
	35	8	6 050	2 800	19 000	24 000	0,032	16003
	35	10	6 050	2 800	19 000	24 000	0,039	6003
	40	12	9 560	4 500	17 000	20 000	0,065	6203
	47	14	13 500	6 550	16 000	19 000	0,12	6303
	62	17	22 900	11 800	12 000	15 000	0,27	6403
20	32	7	2 650	1 400	19 000	24 000	0,018	61804
	42	8	7 020	3 400	17 000	20 000	0,050	16004
	42	12	9 360	4 500	17 000	20 000	0,069	6004
	47	14	12 700	6 200	15 000	18 000	0,11	6204
	52	15	15 900	7 800	13 000	16 000	0,14	6304
	72	19	30 700	16 600	10 000	13 000	0,40	6404
25	37	7	3 120	1 960	17 000	20 000	0,022	61805
	47	8	7 610	4 000	14 000	17 000	0,060	16005
	47	12	11 200	5 600	15 000	18 000	0,080	6005
	52	15	14 000	6 950	12 000	15 000	0,13	6205
	62	17	22 500	11 400	11 000	14 000	0,23	6305
	80	21	35 800	19 600	9 000	11 000	0,53	6405
30	42	7	3 120	2 080	15 000	18 000	0,026	61806
	55	9	11 200	5 850	12 000	15 000	0,085	16006
	55	13	13 300	6 800	12 000	15 000	0,12	6006
	62	16	19 500	10 000	10 000	13 000	0,20	6206
	72	19	28 100	14 600	9 000	11 000	0,35	6306
	90	23	43 600	24 000	8 500	10 000	0,74	6406
35	47	7	4 030	3 000	13 000	16 000	0,030	61807
	62	9	12 400	6 950	10 000	13 000	0,11	16007
	62	14	15 900	8 500	10 000	13 000	0,16	6007
	72	17	25 500	13 700	9 000	11 000	0,29	6207
	80	21	33 200	18 000	8 500	10 000	0,46	6307
	100	25	55 300	31 000	7 000	8 500	0,95	6407
40	52	7	4 160	3 350	11 000	14 000	0,034	61808
	68	9	13 300	7 800	9 500	12 000	0,13	16008
	68	15	16 800	9 300	9 500	12 000	0,19	6008
	80	18	30 700	16 600	8 500	10 000	0,37	6208
	90	23	41 000	22 400	7 500	9 000	0,63	6308
	110	27	63 700	36 500	6 700	8 000	1,25	6408

ANEXO 5



GUERRERO BARRENO HUGO GERARDO
ACEROS INDUSTRIALES
"OBLIGADO A LLEVAR CONTABILIDAD"
Ofrece: Aceros - Ángulos - Tubería - Platinas - Ejes Planchas y
Accesorios Inoxidables, Bronces, Grillos, Chumaceras y Rodamientos

FACTURA

001-001

R.U.C. 1801252170001

AUT. S.R.I. 1109455362

Fecha de Autorización: 06/Abril/ 2011

901991FAC0001010

Nº 0083310

Blanca: Adquiriente, Amarilla: Emisor, Verde: Archivo.

Cliente: ***CONSUMIDOR FINAL***	Emisión: 17/05/2011
Dirección: S/D	Vence: 17/05/2011
RUC/Ci: 99999999999999	Vend.: 4 WILSON GRIJALVA
Telf.: 3808610 G C	Nota Pedido:
Observación:	

CODIGO	DESCRIPCION	UNICANTIDAD	P.UNITARIO	DCT 1	DCT 2	DCT 3	PVP-D SCTO	TOTAL
12.2NDINW	A.C. SNE 280 PERFF. 210X170 MM	100	14.415	4.35	2.49	0.20	0.18	4.05

OBLIGADO A LLEVAR
CONTABILIDAD
ACEROS INDUSTRIALES H.G.B.
ENTREGAR RETENCION MAXIMO EN 15 DIAS

Con la firma del presente, autorizo a Hugo Guerrero B. a consultar, procesar, reportar y suministrar mi historial crediticio; sea de carácter financiero o comercial; en los bancos de información certificados por la Superintendencia de Bancos.

Dado y otorgado a la orden de Guerrero Barreno Hugo G. en el lugar y fecha que se me reconozca el valor total expresado en este documento más los impuestos respectivos y el rubro interés legal por mora percibido desde su vencimiento sin protesto. Exprese de presentación para el pago así como por falta de este hecho renuncio domicilio y me someto a los jueces competentes de la ciudad de Quito y al tribunal ejecutivo verbal sumario a elección de Guerrero Barreno Hugo G. o sus sucesores. Acepto que Guerrero Barreno Hugo G. ceda y transfiere en cualquier momento los derechos que emanan del presente documento sin que sea necesaria notificación alguna ni nueva aceptación de mi parte. Acepto las condiciones incorporadas en la presente factura a la vista y en protesto.

SAUDA LA MERCADERA, NO SE ACEPTAN DEVOLUCIONES

Facturado por
Recibí Conforme
Nombre / Ci / Setio

Subtotal	Total Dcto.	Tarifa Cero.	Base Imponible	% Iva
55.57		0.00	55.57	7.00
Dcto. Adicional	Flete	Total a pagar:		
	0.00	65.60		

Los Pinos E7-30 e Inés de Medina Telf.: 3280-928 2408-731 2405-415 Telefax: 2401-197 Cel. 099-656970 (Frente al Batallón Rumiñahui) Quito - Ecuador

IMPRESA: BOLIGRAF. BELALCAZAR MOLINA BOLIVAR A. Telf.: 2567 795 R.U.C. 1711167295001 AUT. 3830 Numerado del 0082001 al 0087000

FECHA DE CADUCIDAD: 06/ABRIL/2012

E-mail: aceroshgb@hotmail.com/ www.acerosindustrialeshgb.com



HIVIMAR S.A.
Matriz: Av. J. Tamez Marango Km 2 1/2 y A. Freire - Cañilla 09-01-6533
Telf.: (593-4) 268.1100 - Fax: (593-4) 268.1199 - Guayaquil-Ecuador
Internet: www.hivimar.com - Correo Electrónico: info@hivimar.com
Contribuyente Especial: Resolución Nro. 6925 del 04.07.95
RUC: 0990129185001



NOTA DE VENTA

No.002-006-0009057
AUTORIZACION SRI
1108488150

Sucursal : Av. 10 de Agosto 4745 Y Mañosca
Telefono : (593-2)2259071 Fax : (593-2)2445722

Vendido a: RODRIGUEZ AVILES ESTEBAN

RUC/Ci.: 1719432765 Cod. Cite : 3100055022

Dirección de destinatario de la factura: De los Olivos E16-118 y 5ta Transve

Destinatario de Mercancia: HIVIMAR S.A.

Dirección de destinatario de la mercancia: AV. 10 DE AGOSTO 4745 Y MAÑOSC

Lugar, Fec. Emisión: Quito Mostrador,
19.05.2011

Código SAP # 60009057

Ciudad: Quito

Ciudad: Quito

Orden Pedido Cliente: JSZ

Vendedor: JIMMY ALEJANDRO SEVILLA

ZARUMA

Telefono Cliente: 2406-603

Entrega #

DESO Y PASARE A LA ORDEN DE HIVIMAR S.A. EN EL LUGAR Y FECHA QUE SE ME RECONVENGA EL VALOR TOTAL EXPRESADO EN ESTE DOCUMENTO MAS LOS IMPUESTOS RESPECTIVOS Y EL MAXIMO INTERES LEGAL POR MOROS PERMITIDO DESDE SU VENCIMIENTO SIN PROTESTO. EXMISE DE PRESENTACION PARA EL PAGO ASI COMO POR FALTA DE ESTE HECHO RENUNCIO DOMICILIO Y ME SOMETO A LOS JUICES COMPETENTES DE LA CIUDAD DE GUAYAQUIL Y AL TRAMITE EJECUTIVO VERBAL SUMARIO A ELECCION DE HIVIMAR S.A. O SUS CONCESSIONARIOS ACEPTO QUE HIVIMAR S.A. CESA Y TRANSFERA EN CUALQUIER MOMENTO LOS DERECHOS QUE EMANAN DEL PRESENTE DOCUMENTO SIN QUE SEA NECESARIA NOTIFICACION ALGUNA NI NUEVA RECEPCION DE MI PARTE ACEPTO LAS CONDICIONES INCORPORADAS A LAS PRESENTE FACTURA A LA VISTA Y SIN PROTESTO.

Codigo	Descripción	Cantidad	U. Medida	V. Unitario	Descuento	Subtotal
106080	SKF 61828 (guayas)-Rodamientos	1	UND	212,57	31,89- / 15,00-%	202,36
500101	PDV ENGRALUB 150 5 GA (guayas)-Aceites l	1	UND	93,17	13,98- / 15,00-%	88,69
<div>HIVIMAR S.A. 19 MAY 2011 CANCELADO</div>						
x Pendiente entregar mercaderia						

Tipo de Entrega : Mostrador

Total: 2

Transporte 0,00
Dscst.Transp. 0,00
VALOR TOTAL 291,05

Forma de Pago : Pago de contado en efectivo

#	Cuota	Fecha	Valor
1		19.05.2011	291,05

Recibi Conforme

Son: DOSCIENTOS NOVENTA Y UN con 05/100 Dolares Americanos

Si tiene alguna sugerencia, problema o comentario puede comunicarse a la línea: 04 268-1100 de Servicio al Cliente

BKB

BKB MAQUINARIA INDUSTRIAL CIA. LTDA.

CONTRIBUYENTE ESPECIAL
RESOLUCION N° 214
DEL 26/03/2009

RUC: 1791254511001

FACTURA

001-001 N° 0011245

AUTORIZACION SRI: 1108984739



EXHIBICION Y VENTAS

Panamericana Norte Km. 12 1/2
y Calle El Arenal • Telf.: 2428504
2428505 / 2423338 • Fax.: 2428504
E-mail: info@bkbmaquinaria.com
QUITO - ECUADOR

CLIENTE Rodriguez Aviles Esteban Lenin
RUC / CC: 1719432765
DIRECCION: De los Olivos E16-118 y 5ta. Transve
Quito, 2 de JUNIO del 2011
FECHA: 11423 Telf. 2406-603
GUIA DE REMISION:

CANT.	CODIGO	DETALLE	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL
1.00	MOTMPA-CSM002170	Motor Mon. Patas Hp2 Rpm1760 V	205.70	205.70
1.00	CAJSTO-MRV535115	Caja Ort. Std Mrv 535 i 15.5	394.20	394.20
1.00	HERMOT-BRD242000	Brida 24 x 200	40.00	40.00

BKB MAQUINARIA
INDUSTRIAL CIA. LTDA.
CANCELADO

FORMA DE PAGO: 1 CONTADO
VENCIMIENTO : 02/06/2011

Son: SETECIENTOS DIECISEIS DOLARES AMERICANOS	SUMAN \$	639.90
CON 69 CENTAVOS	TOTAL GRAVADO CON TARIFA 0% \$	
	TOTAL GRAVADO CON TARIFA 2 % \$	639.90
	IMPORTE DEL IVA \$	76.79
	TOTAL FACTURA \$	716.69

Favor realizar el pago en cheque cruzado a nombre de BKB MAQUINARIA INDUSTRIAL CIA. LTDA.

NOTAS:	<ul style="list-style-type: none">No se aceptan devolucionesSalidas las mercaderías de nuestras bodegas corren por cuenta y riesgo del comprador.Toda la mercadería entregada pertenecen a BKB hasta su total cancelación.	<ul style="list-style-type: none">La mercadería se despacha debidamente comprobadaEl cliente declara su conformidad expresa con los términos de este documentoEn caso de mora BKB cargará el interés legal correspondiente.
--------	------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

Debo(emos) y Pagaré(mos) en _____ días vista, en esta ciudad a la orden de BKB MAQUINARIA INDUSTRIAL CIA. LTDA. Dólares Americanos. Dejo(amos) expresa constancia de que, sobre la suma mencionada en este documento, me(nos) obligo(amos) a pagar el interés del _____ % anual desde la fecha hasta el vencimiento del plazo señalado de mi (nuestra) cuenta todos los impuestos y tasas que cause este págare. En caso de mora pagaré(mos) adicionalmente el interés moratorio vigente a la fecha de su vencimiento, calculado de acuerdo a lo dispuesto en las regulaciones de la Junta Monetaria. Sobre el valor del capital vencido y no pagado, así como a cubrir todos los gastos judiciales y extrajudiciales y honorarios profesionales que ocasione dicho cobro, siendo suficiente prueba de los gastos la mera aseveración del acreedor; el pago no podrá hacerse por parte ni aún por mis(nuestros) herederos o sucesores. Al fiel cumplimiento de los estipulado me(nos) obligo(amos) con todos mis(nuestros) bienes presentes y futuros; además faculto(amos) a BKB MAQUINARIA INDUSTRIAL CIA. LTDA para que abone a este pagaré en caso de mora cualquier cantidad de dinero que exista a mi(nuestro) favor, por cualquier concepto y sin necesidad de aviso previo. Para el caso del Juicio quedo(amos) sometido(s) a los Jueces o tribunales de la ciudad de Quito y a la vía ejecutiva. Sin protesto, eximiendo a la Compañía acreedora de presentación para el pago y de aviso por falta del mismo.

Autorizo a BKB MAQUINARIA INDUSTRIAL CIA. LTDA. que en caso de no pagar la factura se me Ingrese a la Central de Riesgos

BKB MAQUINARIA
INDUSTRIAL
CIA. LTDA.

ENTREGUE CONFORME

RECIBI CONFORME

FECHA DE CADUCIDAD: 01/DICIEMBRE/2011

Original: CLIENTE / 1ra. Copia: EMISOR / 2da. Copia: ARCHIVO / 3ra. Copia: SIN VALOR TRIBUTARIO



HIVIMAR S.A.
Matriz: Av. J. Tanco Marango Km 2 1/2 y A. Freire - Casilla 09-01-6533
Tel.: (593-4) 268.1100 - Fax: (593-4) 268.1199 - Guayaquil-Ecuador
Internet: www.hivimar.com - Correo Electrónico: info@hivimar.com
Contribuyente Especial: Resolución Nro. 6925 del 04.07.95
RUC: 0990129185001



NOTA DE VENTA

No.002-006-000009189
AUTORIZACION SRI
1108488150

Sucursal : Av. 10 de Agosto 4745 Y Mañosca
Telefono : (593-2)2259071 Fax : (593-2)2445722
Vendido a: RODRIGUEZ AVILES ESTEBAN

RUC/Ci.: 1719432765 Cod. Clte : 3100055022

Dirección de destinatario de la factura: De los Olivos E16-118 y 5ta Transve

Destinatario de Mercancia: RODRIGUEZ AVILES ESTEBAN

Dirección de destinatario de la mercancía: De los Olivos E16-118 y 5ta Tr

Lugar , Fec. Emisión: Quito Mostrador,
16.06.2011

Codigo SAP # 60009189

Ciudad: Quito

Ciudad: Quito

Orden Pedido Cliente: RRM

Vendedor: RICHARD ALEXANDER ROMERO

MAYORGA

Telefono Cliente: 2406-603

Entrega #

LEO Y PASARE A LA ORDEN DE HIVIMAR S.A. EN EL LUGAR Y FECHA QUE SE ME RECONVENGA EL VALOR TOTAL EXPRESADO EN ESTE DOCUMENTO MAS LOS IMPUESTOS RESPECTIVOS Y EL MAXIMO INTERES LEGAL POR MOROSIDAD DESDE SU VENCIMIENTO SIN PROTESTO. ENSEÑE DE PRESENTACION PARA EL PAGO ASI COMO POR FALTA DE ESTE HECHO RENUNCIO DOMICILIO Y ME SOMETO A LOS JUICES COMPETENTES DE LA CIUDAD DE GUAYAQUIL Y AL TRAMITE EJECUTIVO VERBAL SUMARIO A ELECCION DE HIVIMAR S.A. O SUS CONCEJEROS ACEPTO QUE HIVIMAR S.A. CEDA Y TRANSFERA EN CUALQUIER MOMENTO LOS DERECHOS QUE EMANAN DEL PRESENTE DOCUMENTO SIN QUE SEA NECESARIA NOTIFICACION ALGUNIA NI NUEVA ACEPTACION DE MI PARTE ACEPTO LAS CONDICIONES INCORPORADAS A LA PRESENTE FACTURA A LA VISTA Y SIN PROTESTO.

Codigo	Descripción	Cantidad	U. Medida	V. Unitario	Descuento	Subtotal
105498	NTN 6004 ZZC3-Rodamientos	1	UND	3,74	0,19- / 5,00-%	3,98
105582	NTN 6007 ZZC3-Rodamientos	2	UND	7,95	0,80- / 5,00-%	16,91
105775	NTN 6016 ZZC3-Rodamientos	1	UND	50,02	2,50- / 5,00-%	53,22
602402	SURTEK D230 DEST.P/CABIT S200 1/4X10-Her	1	UND	3,93	0,59- / 15,00-%	3,74

HIVIMAR S.A.
16 JUN 2011
CANCELADO

Tipo de Entrega : Mostrador

Total: 5

Transporte 0,00
Dscst.Transp. 0,00
VALOR TOTAL 77,85

Forma de Pago : Pago de contado en efectivo

#	Cuota	Fecha	Valor
1		16.06.2011	77,85

Recibi Conforme

Son: SETENTA Y SIETE con 85/100 Dolares Americanos

Si tiene alguna sugerencia, problema o comentario puede comunicarse a la línea: 04 268-1100 de Servicio al Cliente



HIVIMAR S.A.
Matriz: Av. J. Tanco Moreano Km 2 1/2 y A. Freire - Casilla 09-01-6533
Tel.: (593-4) 268.1100 - Fax: (593-4) 268.1199 - Guayaquil-Ecuador
Internet: www.hivimar.com - Correo Electrónico: info@hivimar.com
Contribuyente Especial: Resolución Nro. 6925 del 04.07.95
RUC: 0990129185001



NOTA DE VENTA

No.002-006-000009191
AUTORIZACION SRI
1108488150

Sucursal : Av. 10 de Agosto 4745 Y Mañosa
Telefono : (593-2)2259071 Fax : (593-2)2445722
Vendido a: RODRIGUEZ AVILES ESTEBAN

RUC/Ci.: 1719432765 Cod. Cite : 3100055022

Dirección de destinatario de la factura: De los Olivos E16-118 y 5ta Transve

Destinatario de Mercancia: RODRIGUEZ AVILES ESTEBAN

Dirección de destinatario de la mercancia: De los Olivos E16-118 y 5ta Tr

Lugar , Fec. Emision: Quito Mostrador,
17.06.2011

Codigo SAP # 60009191

Ciudad: Quito

Ciudad: Quito

Orden Pedido Cliente: RRM

Vendedor: RICHARD ALEXANDER ROMERO

MAYORGA

Telefono Cliente: 2406-603

Entrega #

SEBO Y PAGARE A LA ORDEN DE HIVIMAR S.A. EN EL LUGAR Y FECHA QUE SE ME RECOMIENDA EL VALOR TOTAL EXPRESADO EN ESTE DOCUMENTO MAS LOS IMPUESTOS RESPECTIVOS Y EL MAXIMO INTERES LEGAL POR MORA PERMITIDO DESDE SU VENCIMIENTO SIN PROTESTO. EXMUSE DE PRESENTACION PARA EL PAGO ASI COMO POR FALTA DE ESTE HECHO RENUNCIO DOMICILIO Y ME SOMETO A LOS JUICES COMPETENTES DE LA CIUDAD DE GUAYAQUIL Y AL TRAMITE EJECUTIVO VERBAL SUMARIO A ELECCION DE HIVIMAR S.A. O SUS CONCESSIONARIOS ACEPTO QUE HIVIMAR S.A. CEDA Y TRANSFERA EN CUALQUIER MOMENTO LOS DERECHOS QUE EMANAN DEL PRESENTE DOCUMENTO SIN QUE SEA NECESARIA NOTIFICACION ALGUNA NI NUEVA ACEPTACION DE MI PARTE ACEPTO LAS CONDICIONES INCORPORADAS A LAS PRESENTE FACTURA A LA VISTA Y SIN PROTESTO.

Codigo	Descripción	Cantidad	U. Medida	V. Unitario	Descuento	Subtotal
105609	NTN 6008 ZZC3-Rodamientos	2	UND	10,11	1,01- / 5,00-%	21,51
601758	SURTEK 137701 ABRAZADERA INOX 1/2X3/4-He	1	UND	0,25	0,01- / 5,00-%	0,27

Tipo de Entrega : Mostrador

Total: 3

Transporte 0,00
Dscst.Transp. 0,00
VALOR TOTAL 21,78

Forma de Pago : Pago de contado en efectivo

#	Cuota	Fecha	Valor
1		17.06.2011	21,78

.....
Recibi Conforme

Son: VEINTIUN con 78/100 Dolares Americanos

Si tiene alguna sugerencia, problema o comentario puede comunicarse a la línea: 04 268-1100 de Servicio al Cliente

HIVIMAR S.A.
17 JUN 2011
CANCELADO



HIVIMAR S.A.
Matriz: Av. J. Torco Marango Km 2 1/2 y A. Freire - Casilla 09-01-6533
Telf.: (593-4) 268.1100 - Fax: (593-4) 268.1199 - Guayaquil-Ecuador
Internet: www.hivimar.com - Correo Electrónico: info@hivimar.com
Contribuyente Especial: Resolución Nro. 6925 del 04.07.95
RUC: 0990129185001



Nota de Crédito

No.002-006-000011015
AUTORIZACION SRI
1108488150

Sucursal: Av. 10 de Agosto 4745 Y Mañosca

Dirección Oficina: De los Olivos E16-118 y 5ta Transve
Lugar, Fec. Emisión: Quito Mostrador, 17.06.2011
Nombre/Razón Social: RODRIGUEZ AVILES ESTEBAN
RUC/Ci: 1719432765

Tipo de Documento: Nota de Venta
Documento No: 002-006-000009189
Fecha de emisión: 17.06.2011
Ciudad: Quito
Código SAP: 100011015
Solicitud No.: 1933124

ped.zdeh.motivo.error del cliente.elab.dt.aprob.ewt.penalizacion 0%

Motivo de la emisión: Error del cliente

Codigo	Descripción	Cantidad	U. Medida	V. Unitario	Descuento	Subtotal
105582	NTN 6007 ZZC3p350-Rodamientos	2	UND	7,95	0,80-	15,10

HIVIMAR S.A.
17 JUN 2011
CANCELADO

Total: 2

Subtotal	15,90
Descuento	0,80-
SUBTOTAL	15,10
IVA 12%	1,81
VALOR TOTAL	16,91

HIVIMAR
FIRMA AUTORIZADA

CLIENTE
FIRMA



GUERRERO BARRENO HUGO GERARDO
ACEROS INDUSTRIALES
"OBLIGADO A LLEVAR CONTABILIDAD"
Ofrece: Aceros - Angulos - Tuberia - Platinas - Ejes Planchas y
Accesorios Inoxidables, Bronces, Grillon, Chumaceras y Rodamientos

FACTURA 001-001
R.U.C. 1801252170001 **Nº 0084522**
AUT. S.R.I. 1109455362
Fecha de Autorización: 05/Abril/ 2011

901901FAC0084522

Cliente: RODRIGUEZ AVILES ESTEBAN
Dirección: DE LOS OLIVOS E 16 118
RUC/CI: 1719432765
Telf.: 2408603

Emisión: 17/08/2011
Vence: 17/08/2011
Vend.: 4 WILSON GRIJALVA
Nota Pedido:

Observación:

CODIGO	DESCRIPCION	UNICANTIDAD	P.UNITARIO	D6CT 1	D6CT 2	D6CT 3	PVP-D6CTO	TOTAL
14.812	AC. TRANSM. RED. 5/8	KG	0.500	2.60	0.00	0.00	0.00	1.30
14.7	AC. TRANSM. RED. 7"	KG	7.700	3.95	0.39	0.17	0.13	24.96
14.314	AC. TRANSM. RED. 3 1/4	KG	2.400	3.10	0.31	0.00	0.00	6.70
14.138	AC. TRANSM. RED. 1 3/8	KG	3.120	2.60	0.26	0.11	0.00	6.56
14.212	AC. TRANSM. RED. 2 1/2	KG	0.900	2.60	0.26	0.11	0.00	2.00

CANCELADO

OBLIGADO A LLEVAR CONTABILIDAD
ACEROS INDUSTRIALES H.G.B.
R.U.C. 1801252170001

Con la firma del presente, autorizo a Hugo Guerrero B. a consultar, procesar, reportar y autenticar en el historial crediticio, sea de carácter financiero o comercial, en los burós de información certificados por la Superintendencia de Bancos.

Debo y pago a la orden de Guerrero Barreno Hugo G. en el lugar y fecha que se me reconenga el valor total expresado en este documento mas los impuestos respectivos y el mismo interés legal por mora por el día de su vencimiento sin protesto. Excepcionalmente para el pago así como por falta de este hecho renuncio derecho y me someto a los pocos componentes de la ciudad de Quito y al trámite judicial por el tanto a elección de Guerrero Barreno Hugo G. o sus sucesores. Acuso que Guerrero Barreno Hugo G. cede y transfiere en cualquier momento los derechos que emanan del presente documento sin que esta sucesiva notificación signifique nueva aceptación de mi parte. Acepto las condiciones incorporadas en la presente factura a la vista y sin protesto.

SELECCIONA LA MARCA DE PAGO, NO SE ACEPTAN DEVOLUCIONES

Facturado por

Recibí Conforme

Nombre / CI / Sexo

Subtotal

Total Dcto.

Tarifa Cero.

Base Imponible

IVA 12

% Iva

41.62

0.00

0.00

41.62

4.99

Dcto. Adicional

Flete

Total a pagar:

46.61

0.00

Los Pinos E7-30 e Inés de Medina Telf.: 3280-928 2408-731 2405-415 Telefax: 2401-197 Cel. 099-656970 (Frente al Batallón Rumiñahui) Quito - Ecuador
IMPRESA: BOUGRAP: BELALCAZAR MOLINA BOLIVAR A. Telf.: 2557 785 R.U.C. 1711157295001 AUT. 3833 Numerado del 9082001 al 0087000 FECHA DE CADUCIDAD: 06/ABRIL/2012



FERRETERIA "ESTALIN"

MARIA ESTHER ALUISA MALDONADO

R.U.C. 1708129141001

OBLIGADO A LLEVAR CONTABILIDAD

Distribuidora de material de cerrajería, eléctrico,
tubería galvanizada, P.V.C., Translúcidos, zing.




Av. A 516-46 y Av. Ajaví - Coop. Universidad Central - Telefax: 296 2817 • Quito • Ecuador

FACTURA 001 - 001 N° 107716

Fecha: 24 / 06 / 11 AUT. S.R.I. 1109401093
FECHA 24-03-2011

Señor: Esteban Rodríguez R.U.C. 171443076-5

Dirección: El Inca Telf.: 2406603

CANT.	DETALLE	V. Unit.	Valor Total
1	 25X50X2		19.40
1	 2x1/4		18.70
1	tubo  1" x 1/4"		11.20
1	4 2" x 1/4"		8.75

GRAFICAS ESCALA - TELF.: 2734487

JOSE OLMEDO LOZADA

R.U.C. 1200238150001 - AUT. 1469

VALIDO HASTA 24-03-2012 I.V.A. %

DEL 105001 - 110000

Original: Cliente / Copia: Emisor

SUBTOTAL

I.V.A. %

TOTAL US\$

34.61

4.09

38.10

172708-08



GUERRERO BARRENO HUGO GERARDO
ACEROS INDUSTRIALES
"OBLIGADO A LLEVAR CONTABILIDAD"
Ofrece: Aceros - Ángulos - Tubería - Platinas - Ejes Planchas y
Accesorios Inoxidables; Bronces, Grilón, Chumaceras y Rodamientos

FACTURA

R.U.C. 1801252170001

AUT. S.R.I. 1109455362

Fecha de Autorización: 06/Abril/ 2011

001001FAC0085416

001-001

Nº 0085416

Cliete: RODRIGUEZ ESTEBAN ING.

Dirección: 10 DE AGOSTO N 50-12 Y R. BUSTAMANTE

RUC/CI: 1706650494001

Telf.: 2403164

Emisión: 08/07/2011

Vence: 08/07/2011

Vend.: 4 WILSON GRIJALVA

Nota Pedido:

Observación:

CODIGO	DESCRIPCION	UNICANTIDAD	P.UNITARIO	D8CT 1	D8CT 2	D8CT 3	PVP-D8CTO	TOTAL
14.6	AC. TRANSM. RED. 5"	KG	37.800	3.10	0.31	0.13	0.10	96.18
14.2	AC. TRANSM. RED. 2"	KG	0.940	2.60	0.00	0.00	0.00	2.44
14.11/2	AC. TRANSM. RED. 1 1/2	KG	1.620	2.60	0.00	0.00	0.00	4.21
14.3/4	AC. TRANSM. RED. 3/4	KG	1.140	2.60	0.00	0.00	0.00	2.96
14.3/4	AC. TRANSM. RED. 3/4	KG	0.540	2.60	0.00	0.00	0.00	1.40
13.50X32	AC. SKF 280 PERF. 50X32 MM	KG	2.150	5.10	0.51	0.22	0.17	9.00
14.13/4	AC. TRANSM. RED. 1 3/4	KG	1.100	2.60	0.00	0.00	0.00	2.86

OBLIGADO A LLEVAR
CONTABILIDAD
ACEROS INDUSTRIALES HGB.
CALLE 10 DE AGOSTO N 50-12 Y R. BUSTAMANTE

A30N A 120.00

Con la firma del presente, autorizo a Hugo Guerrero B. a consultar, procesar, reportar y suministrar mi historial crediticio; sea de carácter financiero o comercial; en los burós de información certificados por la Superintendencia de Bancos.

Debo y pagaré a la orden de Guerrero Barreno Hugo G. en el lugar y fecha que se me reconenga el valor total expresado en este documento mas los impuestos respectivos y el máximo interés legal por mora permitido desde su vencimiento sin protesto. Exímese de presentación para el pago así como por falta de este hecho renuncio domicilio y me someto a los jueces competentes de la ciudad de Quito y al trámite ejecutivo verbal sumario a elección de Guerrero Barreno Hugo G. o sus cesionarios. Acepto que Guerrero Barreno Hugo G. ceda y transfiera en cualquier momento los derechos que emanan del presente documento sin que sea necesaria notificación alguna ni nueva aceptación de mi parte. Acepto las condiciones incorporadas en la presente factura a la vista y sin protesto.

SALIDA LA MERCADERIA, NO SE ACEPTAN DEVOLUCIONES

Facturado por

Recibí Conforme
Nombre / Cí / Sello

Subtotal	Total Dcto.	Tarifa Cero.	Base Imponible	IVA.12	% Iva
119.05		0.00	119.05		14.29
Dcto. Adicional	Flete	Total a pagar:			
	0.00	133.34			

Los Pinos E7-30 e Inés de Medina Telf.: 3280-928 2408-731 2405-415 Telefax: 2401-197 Cel. 099-656970 (Frente al Batallón Rumiñahui) Quito - Ecuador

IMPRESA BOLIGRAF: BELALCAZAR MOLINA BOLIVAR A. Telf.: 2557 785 R.U.C. 1711157295001 AUT. 3830 Numerado del 0082001 al 0087000

FECHA DE CADUCIDAD: 06/ABRIL/2012

Blanca: Adquiriente, Amarilla: Emisor, Verde: Archivo.

E-mail: aceroshgb@hotmail.com / www.acerosindustrialeshgb.com



LA CASA DEL RULIMAN
RODAMIENTOS Y SERVICIOS E.R.

RULIMANES - CHUMACERAS - RETENEDORES
LUBRICANTES PARA USO INDUSTRIAL Y AUTOMOTRIZ

Av. 10 de Agosto 3366 y Cuero y Calcedo Telf: 3237-521

Telefax: 2548-878 E-mail: lacasadelruliman@yahoo.com

R.U.C. 1702616150001
EDGAR ESTUARDO RUIZ BOLAÑOS

FACTURA 001-001

Nº 0035127

Autorización SRI: 1109730249

Fecha Autorización: 14/Junio/2011

Fecha de Emisión:

8 julio 2011

Código Cliente:

ESTEBAN RODRIGUEZ

Cliente:

Dirección:

RUC.:

171943276-5

Telf.:

Forma de Pago:

CONTADO

Hemos despachado por cuenta de Ud. (s) lo siguiente.

Cant.	DESCRIPCIÓN	V. UNIT.	VALOR TOTAL
8	RODAMIENTOS 6805 2RS	8,50	52,00



CANCELADO
LA CASA DEL RULIMAN
RODAMIENTOS Y SERVICIOS E.R.
RUC: 1702616150001

Orden de Compra #

Guía de Remisión #

Nota de Entrega #

SON: CINCUENTA Y DOS CON 42/100 DOLARES.

SUBTOTAL \$

52,00

DESCUENTO \$

-5,20

SUBTOTAL \$

46,80

IVA 12 %

5,62

TOTAL USD

52,42

Firma Autorizada

Recibí Conforme

La Casa del Rulimán no acepta devoluciones de mercadería una vez que esta a salido del almacén.

IMPRESA: BOLIGRAF - BELALCAZAR MOLINA BOLIVAR ABDON - RUC: 1711157295001 - AUT. 3830, TELF: 255 7785 DEL 0034901 AL 0035900 FECHA DE CADUCIDAD: 14/JUNIO/2012



Cauchos Técnicos Industriales

Av. 10 de Agosto N45-125
y Av. Amazonas (El Labrador)
Telfs.: 2462361 / 099208295
E-mail: catein11@hotmail.com
Quito-Ecuador

PROFORMA

RUC 1001160231001

Nº 0002888

FABRICAMOS:

Todo tipo de empaques, o'rings, retenedores, bases, acoples, perfiles, reencauche de rodillos para todo tipo de industria y maquinaria. Trabajamos en caucho neopreno, nitrilo, silicona camel back, natural, Epdm., poliuretano, etc.

Fecha de emisión: QUITO 12-JULIO-2011

Cliente/Empresa: EITEBAN RODRIGUEZ

Dirección/Telf.: 2406-603

Ponemos a su consideración la siguiente cotización:

Cant.	Ref.	DETALLE	Precio Unitario	TOTAL
4		RODILLO Maciso. (71 X 53) mm.	11,00.	44,00.
CANCELADO 12 JUL 2011				
X E.				

MATERIA PRIMA:

COLOR:

DUREZA:

FORMA DE PAGO:

TIEMPO DE ENTREGA:

GARANTIA: Producto realizado bajo todas las especificaciones técnicas de la muestra o plano.

Subtotal	44,00.
I.V.A. 12 %	
TOTAL USD	

PROFORMA VALIDA POR..... DIAS


POR CAUCHOS TECNICOS INDUSTRIALES

CONTRIBUYENTE ESPECIAL

Resolución N° 194

RUC 1790155102001

Autorización: 1109616471

Válido para su emisión hasta el 30/07/2012

FACTURA 5002-001-00 0026078

Fecha: Jueves, 14/Jul/2011

Condiciones de Pago: CONTADO

Cliente: Rodríguez Avielz Esteban Lenin

De los Olivos E16118 y 5ta Transversal(Quito)

1719432765

2406603



CASTILLO HERMANOS S.A.

PRINCIPAL

Panam, Norte Km. 5 1/2 #13135

Fono/Fax: 2475-785/6/7 2477-214

Celular: 097-101-208

SUCURSAL 1

Av. América N21-38 y Bolivia

Fono/Fax: 2227-270 2523-064 2520-586

SUCURSAL 2

Av. Maldonado #10145 y Cusubamba

Fono/Fax: 2684-560 2684-561

SUCURSAL 3

Acuña E1-51 y Juan Agama

Fono/Fax: 3238-641 3238-643 3238-644


SUCURSAL 4

Av. Maldonado 549-163 y Calle C (Beatería)

Fono/Fax: 2695-700 2699-542 2699-706

Email: ventas@castillohermanos.com

Casilla: 1701647 Quito-Ecuador

Guía de Remisión	Cantidad	Artículo	% Desc	Precio Unitario	TOTAL
002-001-2013179	8.00 (398000)	PERNO ALLEN AC. GR.12.9 SAE RG ANSI B18.3 3/8X1.1/4"	0.00	0.200	1.60
002-001-2013179	8.00 (20400)	ARANDELA PRESION SAE 3/8"	0.00	0.040	0.32
002-001-2013179	3.00 (395000)	PERNO ALLEN AC. GR.12.9 SAE RG ANSI B18.3 # 10X1/2" (3/16")	0.00	0.035	0.11
002-001-2013179	1.00 (107100)	CUCHILLA TORNO HSS SOMTA 3/8X4" COD.6020090	0.00	7.600	7.60
					
Subtotal		Descuento	V. Imponible	I.V.A.	TOTAL US\$
9.63		10.7143%	1.03	8.60	12.00%
				1.03	9.63

DECLARO HABER RECIBIDO A ENTERA SATISFACCION Y SIN LUGAR A RECLAMO POSTERIOR TODA LA MERCADERIA DETALLADA EN ESTA FACTURA, LA MISMA QUE COMO COMPRADOR RECONOZCO EXPRESAMENTE, SUJETANDOME YO O MI EMPLEADOR, SEGUN EL CASO, A LAS CONDICIONES Y PLAZOS QUE CONSTAN EN LA MISMA. ACEPTO PAGAR EL MAXIMO DE INTERES CORRESPONDIENTE EN CASO DE RETRASO POR LA MORA, LA QUE EMPEZARA AL VENCERSE EL PLAZO MENCIONADO.

CLIENTE

ORIGINAL CLIENTE / COPIA EMISOR

CONTRIBUYENTE ESPECIAL

Resolución N° 194

RUC 1790155102001

Autorización: 1109616471

Válido para su emisión hasta el 30/07/2012

FACTURA 5002-001-00 0026079

Fecha: Jueves, 14/Jul/2011

Condiciones de Pago: CONTADO

Cliente: Rodríguez Avielz Esteban Lenin

De los Olivos E16118 y 5ta Transversal(Quito)

1719432765

2406603



CASTILLO HERMANOS S.A.

PRINCIPAL

Panam, Norte Km. 5 1/2 #13135

Fono/Fax: 2475-785/6/7 2477-214

Celular: 097-101-208

SUCURSAL 1

Av. América N21-38 y Bolivia

Fono/Fax: 2227-270 2523-064 2520-586

SUCURSAL 2

Av. Maldonado #10145 y Cusubamba

Fono/Fax: 2684-560 2684-561

SUCURSAL 3

Acuña E1-51 y Juan Agama

Fono/Fax: 3238-641 3238-643 3238-644

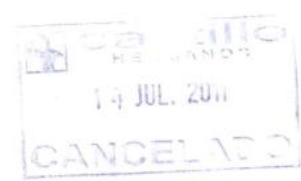
SUCURSAL 4

Av. Maldonado 549-163 y Calle C (Beatería)

Fono/Fax: 2695-700 2699-542 2699-706

Email: ventas@castillohermanos.com

Casilla: 1701647 Quito-Ecuador

Guía de Remisión	Cantidad	Artículo	% Desc	Precio Unitario	TOTAL
002-001-2013180	1.00 (243260)	JGS MACHUELO HSS SAE UNC KEX 3/8"	0.00	12.990	12.99
					
Subtotal		Descuento	V. Imponible	I.V.A.	TOTAL US\$
12.99		10.7143%	1.39	11.60	12.00%
				1.39	12.99

DECLARO HABER RECIBIDO A ENTERA SATISFACCION Y SIN LUGAR A RECLAMO POSTERIOR TODA LA MERCADERIA DETALLADA EN ESTA FACTURA, LA MISMA QUE COMO COMPRADOR RECONOZCO EXPRESAMENTE, SUJETANDOME YO O MI EMPLEADOR, SEGUN EL CASO, A LAS CONDICIONES Y PLAZOS QUE CONSTAN EN LA MISMA. ACEPTO PAGAR EL MAXIMO DE INTERES CORRESPONDIENTE EN CASO DE RETRASO POR LA MORA, LA QUE EMPEZARA AL VENCERSE EL PLAZO MENCIONADO.

CLIENTE

ORIGINAL CLIENTE / COPIA EMISOR

CONTRIBUYENTE ESPECIAL

Resolución N° 194

N.E.001-001-1034294

RUC 1790155102001

Autorización: 1109685923

001-001-0093996

Válido para su emisión hasta 03/JUNIO/2012

FACTURA S-001-001-00 0093996

Fecha: Quito, Sábado, 30/Jul/2011

Condiciones de Pago: CONTADO

Cliente: Rodriguez Avielz Esteban Lenin

De los Olivos E16118 y 5ta Transversal(Quito)

1719432765

2406603



CASTILLO HERMANOS S.A.

PRINCIPAL

Panam. Norte Km. 5 1/2 #13135

Fono/Fax: 2475-785/6/7 2477-214

Celular: 097-101-208

SUCURSAL 1

Av. América #1036 y Bolivia

Fono/Fax: 2227-270 2523-064 2520-586

SUCURSAL 2

Av. Maldonado #10145 y Cusubamba

Fono/Fax: 2684-560 2684-561

SUCURSAL 3

Acuña E1-51 y Av. 10 de Agosto

Fono/Fax: 3238-641 3238-643 3238-644


SUCURSAL 4

Panam. Sur Km. 12 1/2 Sector El Beaterio

Fono/Fax: 2695-700 2699-542 2699-706

Email: ventas@castillohermanos.com

Quito-Ecuador

Guía de Remisión	Cantidad	Artículo	% Descto	Precio Unitario	TOTAL
	1.00	(190200)LIMA REDONDA "BASTARDA" GG NICHOLSON 12" COD. 6125130	0.00	9.500	9.50
					
	Subtotal	Descuento	V. Imponible	I.V.A.	TOTAL US\$
	9.50	10.7143%	1.02	8.48	12.00%
				1.02	9.50

DECLARO HABER RECIBIDO A ENTERA SATISFACCION Y SIN LUGAR A RECLAMO POSTERIOR TODA LA MERCADERIA DETALLADA EN ESTA FACTURA, LA MISMA QUE COMO COMPRADOR RECONOZCO EXPRESAMENTE, SUJETANDOME YO O MI EMPLEADOR, SEGUN EL CASO, A LAS CONDICIONES Y PLAZOS QUE CONSTAN EN LA MISMA. ACEPTO PAGAR EL MAXIMO DE INTERES CORRESPONDIENTE EN CASO DE RETRASO POR LA MORA, LA QUE EMPEZARA AL VENCERSE EL PLAZO MENCIONADO.

CLIENTE

ORIGINAL: CLIENTE / COPIA: EMISOR

MATRIZ: MARISCAL SUCRE 1228(S10-339) Y BALTAZAR LOAIZA

TELEF. 2 640 - 803

SUCURSAL: AV. 10 DE AGOSTO 3227(N 30-75) Y CUERO Y CAICEDO
TELÉFAX: 3 509 881 / 3 440 808. C.U. - Bogotá

FAX: +593 221 2 640 802 Quito - Ecuador
e-mail: multiconfer@hotnet.com

ORDEN DE TRABAJO


Fecha:
DÍA MES AÑO

№ 002654

Sr. ESYEBAN LOPIROR

RUC : Telf :

Dirección:

CANT.	DETALLE	V. UNIT.	TOTAL
4	Resonancia	450	18
	Ahora 15 SA 1503		
			
	IMPRESA UNIÓN GRÁFICA • TELEFAX: 3 381 784 • NUMERADO POR COMISIÓN NACIONAL DE PRECIOS	SUBTOTAL	18
	FIRMA AUTORIZADA	IVA.....%	TOTAL \$
	RECIBÍ CONFORME		

CONTRIBUYENTE ESPECIAL

Resolución N° 194

RUC 1790155102001

Autorización: 1109539841

Válido para su emisión hasta 28/ABRIL/2012

003-001-0035693

FACTURA N° S-003-001-00- 0035693

Fecha: Jueves, 4/Ago/2011

Condiciones de Pago: CONTADO

Cliente: CONSUMIDOR FINAL ISMAEL RODRIGUEZ

180054327-2



CASTILLO HERMANOS S.A.

PRINCIPAL

Panam. Norte Km. 5 1/2 #13135
Fono/Fax: 2475-785/6/7 2477-214
Celular: 097-101-208

SUCURSAL 1

Av. América N21-38 y Bolivia
Fono/Fax: 2227-270 2523-064 2520-586

SUCURSAL 2

Av. Maldonado #10145 y Cusubamba
Fono/Fax: 2684-560 2684-561

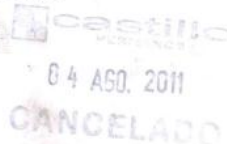
SUCURSAL 3

Acuña E1-51 y Juan Agama
Fono/Fax: 3238-641 3238-643 3238-644

SUCURSAL 4

Av. Maldonado 549-163 y Calle C (Beaterio)
Fono/Fax: 2695-700 2699-542 2699-706Email: ventas@castillohermanos.com
Quito-Ecuador

Guía de Remisión	Cantidad	Artículo	% Desc	Precio Unitario	TOTAL
003-001-3013684	10.00	(396900)PERNO ALLEN AC. GR.12.9 SAE RG ANSI B18.3 5/16X1"	0.00	0.240	2.40
003-001-3013684	2.00	(398400)PERNO ALLEN AC. GR.12.9 SAE RG ANSI B18.3 3/8X3"	0.00	0.700	1.40
003-001-3013684	6.00	(421600)PERNO ALLEN AC. INOX SAE UNC 1/2X2"	0.00	1.450	8.70
003-001-3013684	1.00	(243250)JGS MACHUELO HSS SAE UNC KEX 5/16"	0.00	9.800	9.80
003-001-3013684	6.00	(31210)BROCA RECUBIERTA TITANIUM SAE DIN 338 1/8"	0.00	0.380	2.28
003-001-3013684	2.00	(744700)PERNO AC. GR.8 UNC 3/8X2"	0.00	0.250	0.50
Subtotal		Descuento	V. Imponible	I.V.A.	TOTAL US\$
25.08		19.6429%	4.93	20.15	12.00% 2.42
					22.57



ORIGINAL: CLIENTE / COPIA: EMISOR

CONTRIBUYENTE ESPECIAL

Resolución N° 194

RUC 1790155102001

Autorización: 1109685923

Válido para su emisión hasta 03/JUNIO/2012

N.E.001-001-1036562

001-001-0096310

FACTURA S-001-001-00 0096310

Fecha: Quito, Miércoles, 17/Ago/2011

Condiciones de Pago: CONTADO

Cliente: Rodriguez Avielz Esteban Lenin

De los Olivos E16118 y 5ta Transversal(Quito)

1719432765

2406603



CASTILLO HERMANOS S.A.

PRINCIPAL

Panam. Norte Km. 5 1/2 #13135
Fono/Fax: 2475-785/6/7 2477-214
Celular: 097-101-208

SUCURSAL 1

Av. América #1036 y Bolivia
Fono/Fax: 2227-270 2523-064 2520-586

SUCURSAL 2

Av. Maldonado #10145 y Cusubamba
Fono/Fax: 2684-560 2684-561

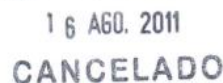
SUCURSAL 3

Acuña E1-51 y Av. 10 de Agosto
Fono/Fax: 3238-641 3238-643 3238-644

SUCURSAL 4

Panam. Sur Km. 12 1/2 Sector El Beaterio
Fono/Fax: 2695-700 2699-542 2699-706Email: ventas@castillohermanos.com
Quito-Ecuador

Guía de Remisión	Cantidad	Artículo	% Desc	Precio Unitario	TOTAL
	21.00	(23400)ARANDELA PRESION AC.INOX. 5/16"	0.00	0.060	1.26
	20.00	(421200)PERNO ALLEN AC.INOX. SAE UNC 5/16X1"	0.00	0.360	7.20
	2.00	(398000)PERNO ALLEN AC. GR.12.9 SAE RG ANSI B18.3 3/8X1.1/4"	0.00	0.200	0.40
	2.00	(20400)ARANDELA PRESION SAE 3/8"	0.00	0.040	0.08
	9.00	(396900)PERNO ALLEN AC. GR.12.9 SAE RG ANSI B18.3 5/16X1"	0.00	0.240	2.16
	1.00	(1148300)SEGURO INTERIOR DIN 472 MM 68	0.00	2.230	2.23
Subtotal		Descuento	V. Imponible	I.V.A.	TOTAL US\$
13.33		10.7143%	1.43	11.90	12.00% 1.43
					13.33



ORIGINAL: CLIENTE / COPIA: EMISOR



GUERRERO BARRENO HUGO GERARDO
ACEROS INDUSTRIALES
"OBLIGADO A LLEVAR CONTABILIDAD"
Ofrece: Aceros - Angulos - Tuberia - Platinas - Ejes Planchas y
Accesorios Inoxidables; Bronces, Grilón, Chumaceras y Rodamientos

FACTURA 001-001
R.U.C. 1801252170001 **Nº 0086697**
AUT. S.R.I. 1109455362
Fecha de Autorización: 06/Abril/2011

Cliente: RODRIGUEZ ESTEBAN ING.
Dirección: 10 DE AGOSTO N 50-12 Y R. BUSTAMANTE
RUC/Ci: 1706650494001
Telf.: 2403184

Emisión: 06/08/2011
Vence: 06/08/2011
Vend.: 4 WILSON GRIJALVA
Nota Pedido:

Observación:

CODIGO	DESCRIPCION	UNICANTIDAD	P.UNITARIO	D8CT 1	D8CT 2	D8CT 3	PVP-D8CTO	TOTAL
4.4.10	AC. 760/1045 CHAV. 10 MM	KG	0.110	10.16	0.00	0.00	10.16	1.12
4.1.200	AC. 760/1045 RED. 200 MM P.	KG	10.200	3.97	0.00	0.00	3.97	40.49

Con la firma del presente, autorizo a Hugo Guerrero B. a consultar, procesar, reportar y suministrar mi historial crediticio; sea de carácter financiero o comercial; en los burós de información certificados por la Superintendencia de Bancos.

Debo y pagaré a la orden de Guerrero Barreno Hugo G. en el lugar y fecha que se me reconenga el valor total expresado en este documento mas los impuestos respectivos y el máximo interés legal por mora permitido desde su vencimiento sin protesto. Exímese de presentación para el pago así como por falta de este hecho renuncio domicilio y me someto a los jueces competentes de la ciudad de Quito y al trámite ejecutivo verbal sumario a elección de Guerrero Barreno Hugo G. o sus cesionarios. Acepto que Guerrero Barreno Hugo G. ceda y transfiera en cualquier momento los derechos que emanan del presente documento sin que sea necesaria notificación alguna ni nueva aceptación de mi parte. Acepto las condiciones incorporadas en la presente factura a la vista y sin protesto.

SALIDA LA MERCADERIA, NO SE ACEPTAN DEVOLUCIONES

Subtotal	Total Dcto.	Tarifa Cero.	Base Imponible	IVA.12	% Iva
41.51		0.00	41.51		4.99
Dcto. Adicional	Flete	Total a pagar:			
	0.00	46.60			

Los Pinos E7-30 e Inés de Medina Telf.: 3280-928 2408-731 2405-415 Telefax: 2401-197 Cel. 099-656970 (Frente al Batallón Rumiñahui) Quito - Ecuador

IMPRESA BOLIGRAF: BELALCAZAR MOLINA BOLIVAR A. Telf.: 2557 785 R.U.C. 1711157295001 AUT. 3830 Numerado del 0082001 al 0087000

FECHA DE CADUCIDAD: 06/ABRIL/2012



GUERRERO BARRENO HUGO GERARDO
ACEROS INDUSTRIALES
"OBLIGADO A LLEVAR CONTABILIDAD"
Ofrece: Aceros - Angulos - Tuberia - Platinas - Ejes Planchas y
Accesorios Inoxidables; Bronces, Grilón, Chumaceras y Rodamientos

FACTURA 001-001
R.U.C. 1801252170001 **Nº 0087565**
AUT. S.R.I. 1109972973
Fecha de Autorización: 15/Agosto/2011

Cliente: RODRIGUEZ ESTEBAN ING.
Dirección: 10 DE AGOSTO N 50-12 Y R. BUSTAMANTE
RUC/Ci: 1706650494001
Telf.: 2403184

Emisión: 29/08/2011
Vence: 29/08/2011
Vend.: 4 WILSON GRIJALVA
Nota Pedido:

Observación:

CODIGO	DESCRIPCION	UNICANTIDAD	P.UNITARIO	D8CT 1	D8CT 2	D8CT 3	PVP-D8CTO	TOTAL
13.30X56	AC. SKF 280 PERF. 90X56 mm	KG	5.500	4.30	0.43	0.19	3.63	19.41
42.1.65	AC. V945/1045 RED. 65 MM	KG	3.800	3.82	0.38	0.17	3.14	11.91
14.7/8	AC. TRANSM. RED. 7/8	KG	0.400	2.63	0.00	0.00	2.63	1.05
14.31/2	AC. TRANSM. RED. 3 1/2	KG	1.000	2.60	0.00	0.00	2.60	2.60
7.1L3/4	AC. INOX. 304 RED. 3/4	KG	0.750	6.00	0.80	0.36	6.57	4.92
14.21/2	AC. TRANSM. RED. 2 1/2	KG	0.700	2.60	0.00	0.00	2.60	1.82
18.1.13/4	BR. FOSF. RED. 1 3/4 O 45MM	KG	0.620	25.00	2.50	1.12	20.55	12.75

Con la firma del presente, autorizo a Hugo Guerrero B. a consultar, procesar, reportar y suministrar mi historial crediticio; sea de carácter financiero o comercial; en los burós de información certificados por la Superintendencia de Bancos.

Debo y pagaré a la orden de Guerrero Barreno Hugo G. en el lugar y fecha que se me reconenga el valor total expresado en este documento mas los impuestos respectivos y el máximo interés legal por mora permitido desde su vencimiento sin protesto. Exímese de presentación para el pago así como por falta de este hecho renuncio domicilio y me someto a los jueces competentes de la ciudad de Quito y al trámite ejecutivo verbal sumario a elección de Guerrero Barreno Hugo G. o sus cesionarios. Acepto que Guerrero Barreno Hugo G. ceda y transfiera en cualquier momento los derechos que emanan del presente documento sin que sea necesaria notificación alguna ni nueva aceptación de mi parte. Acepto las condiciones incorporadas en la presente factura a la vista y sin protesto.

SALIDA LA MERCADERIA, NO SE ACEPTAN DEVOLUCIONES

Subtotal	Total Dcto.	Tarifa Cero.	Base Imponible	IVA.12	% Iva
54.45		0.00	54.45		6.54
Dcto. Adicional	Flete	Total a pagar:			
	0.00	61.00 + 5			

Los Pinos E7-30 e Inés de Medina Telf.: 3280-928 2408-731 2405-415 Telefax: 2401-197 Cel. 099-656970 (Frente al Batallón Rumiñahui) Quito - Ecuador

IMPRESA BOLIGRAF: BELALCAZAR MOLINA BOLIVAR A. Telf.: 2557 785 R.U.C. 1711157295001 AUT. 3830 Numerado del 0087001 al 0092000

FECHA DE CADUCIDAD: 15/AGOSTO/2012

EGP MATRICERÍA

Diseño - Construcción
Mantenimiento
Asesoramiento Técnico

MOLDES - TROQUELES
PRODUCCIONES EN SERIE
PIÑONERÍA

Eduardo Gallardo Proaño
APODERADO GENERAL

TORNO - FRESADORA
RECTIFICADORA

Dir.: Acuña Oe3-181 y América
Telefax: 3202576 / Cel.: 092743888
E-mail: egpmatriz@yahoo.com
Quito - Ecuador

RICERÍA
cción - Mantenimiento
miento Técnico

IONES EN SERIE
ORA - RECTIFICADORA

GALLARDO PROAÑO
LUIS EDUARDO

Dir.: Acuña Oe3-181 y Av. América
Telefax: 320 2576
Cel.: 09 274 3888
E-mail: egpmatriz@yahoo.com
Quito - Ecuador

R.U.C.: 1705090536001

PROFORMA**Nº 000415**

4 Septiembre 2011

en Rodriguez

R.U.C. / C.I.:

Telf.: 2406 60 3

Torno 50% entrega

FECHA DE ENTREGA: 06 Octubre 2011

DESCRIPCIÓN	VALOR UNIT.	V. TOTAL
cción de Macho y Hembra de quica Colado Milano y Cuna de Ajuste con chavetas y especificaciones de planos material comprado		400 ⁰⁰
EGP MATRICERIA Abono 2000 ⁰⁰ Eduardo G. lo P.		
Saldo 2000 ⁰⁰		
SON Cuentracientos 2000 ⁰⁰		
EGP MATRICERIA Eduardo G. lo P. Firma Autorizada	SUBTOTAL:	400 ⁰⁰
	L.V.A. 0%:	
	L.V.A. %:	
	TOTAL:	

Recibí Conforme

**GUERRERO BARRENO HUGO GERARDO****ACEROS INDUSTRIALES****"OBLIGADO A LLEVAR CONTABILIDAD"**

Ofrece: Aceros - Ángulos - Tubería - Platinas - Ejes Planchas y Accesorios Inoxidables; Bronces, Grilón, Chumaceras y Rodamientos

FACTURA

001001FAC0087842

001-001

R.U.C. 1801252170001

AUT. S.R.I. 1109972973

Fecha de Autorización: 15/Ago/2011

Nº 0087842

Cliente: RODRIGUEZ AVILES ESTEBAN

Dirección: DE LOS OLIVOS E 16 118

RUC/Ci: 1719432765

Telf.: 2406603

Emisión: 05/09/2011

Vence: 05/09/2011

Vend.: 4 WILSON GRIJALVA

Nota Pedido:

Observación:

CODIGO	DESCRIPCION	UNICANTIDAD	P.UNITARIO	D8CT 1	D8CT 2	D8CT 3	PVP-D8CTO	TOTAL
71L4	AC. INOX. 304 RED. 4"	KG	2.210	9.02	0.90	0.40	0.00	17.04
71L7/8	AC. INOX. 304 RED. 7/8	KG	0.270	8.00	0.00	0.00	0.00	2.16
71L3/4	AC. INOX. 304 RED. 3/4	KG	0.210	8.00	0.00	0.00	0.00	1.68

Con la firma del presente, autorizo a Hugo Guerrero B. a consultar, procesar, reportar y suministrar mi historial crediticio; sea de carácter financiero o comercial, en los burós de información certificados por la Superintendencia de Bancos.

Debo y pagaré a la orden de Guerrero Barreno Hugo G. en el lugar y fecha que se me reconvenge el valor total expresado en este documento más los impuestos respectivos y el máximo interés legal por mora permitido desde su vencimiento sin protesto. Eximese de presentación para el pago así como por falta de este hecho renuncio domicilio y me someto a los jueces competentes de la ciudad de Quito y al trámite ejecutivo verbal sumario a elección de Guerrero Barreno Hugo G. o sus cesionarios. Acepto que Guerrero Barreno Hugo G. cede y transfiera en cualquier momento los derechos que emanan del presente documento sin que sea necesaria notificación alguna ni nueva aceptación de mi parte. Acepto las condiciones incorporadas en la presente factura a la vista y sin protesto.

SALIDA LA MERCADERIA, NO SE ACEPTAN DEVOLUCIONES

Facturado por:
Recibí Conforme
Nombre / CI / Sello

Subtotal	Total Dcto.	Tarifa Cero.	Base Imponible	% Iva
20.88		0.00	20.88	2.51
Dcto. Adicional	Flete	Total a pagar: 23.39		
	0.00			

Los Pinos E7-30 e Inés de Medina Telf.: 3280-928 2408-731 2405-415 Telefax: 2401-197 Cel. 099-656970 (Frente al Batallón Rumiñahui) Quito - Ecuador

IMPRESA BOLIGRAF. BELALCAZAR MOLINA BOLIVAR A. Telf.: 2657 785 R.U.C. 1711157295001 AUT. 3830 Numerado del 0087001 al 0092000

FECHA DE CADUCIDAD: 15/AGOSTO/2012

CONTRIBUYENTE ESPECIAL

Resolución N° 194

RUC 1790155102001

Autorización: 1109616471

Válido para su emisión hasta 17/Mayo/2012

002-001-0030944

FACTURA 5002-001-00 0030944

Fecha: Miércoles, 14/Sep/2011

Condiciones de Pago: CONTADO

Cliente: Rodriguez Avielz Esteban Lenin

De los Olivos E16118 y 5ta Transversal(Quito)

1719432765

2406603

**castillo**
HERMANOS**CASTILLO HERMANOS S.A.****PRINCIPAL**

Panam. Norte Km. 5 1/2 #13135

Fono/Fax: 2475-785/6/7 2477-214

Celular: 097-101-208

SUCURSAL 1

Av. América N21-38 y Bolívar

Fono/Fax: 2227-270 2523-064 2520-586

SUCURSAL 2

Av. Maldonado #10145 y Cusubamba

Fono/Fax: 2684-560 2684-561

SUCURSAL 3

Avenida E1-51 y Juan Agama

Fono/Fax: 3238-641 3238-643 3238-644

SUCURSAL 4

Av. Maldonado 549-163 y Calle C (Beaterio)

Fono/Fax: 2695-700 2699-542 2699-706

Email: ventas@castillohermanos.com

Casilla: 1701647 Quito-Ecuador

Guía de Remisión	Cantidad	Artículo	% Dcto	Precio Unitario	TOTAL
002-001-2017959	2.00	(427400)PERNO PRISIONERO SAE UNC 3/16X5/16 (#10)	0.00	0.100	0.20
002-001-2017959	3.00	(1410400)PERNO ALLEN C. PLANA AC. INOX SAE UNC 5/16X1"	0.00	0.240	0.72
002-001-2017959	1.00	(428400)PERNO PRISIONERO SAE UNC 1/4X1/2"	0.00	0.050	0.05
002-001-2017959	1.00	(1273100)ARANDELA PRESION AC. INOX. 7/16"	0.00	0.130	0.13
002-001-2017959	1.00	(107100)CUCHILLA TORNIO HSS SOMTA 3/8X4" COD.6020090	0.00	7.600	7.60
002-001-2017959	1.00	(243230)JGS MACHUELO HSS SAE UNC KEX 3/16"	0.00	7.000	7.00
002-001-2017959	2.00	(395000)PERNO ALLEN AC. GR 12.9 SAE RG ANSI B18.3 # 10X1/2" (3/16")	0.00	0.035	0.07
Subtotal					15.77
Descuento					10.7143%
V. Imponible					14.08
I.V.A.					12.00%
					1.69
					15.77

Visto: Zulema Sal. RUC 1790459437001 Aut. 1553 Del 22/2011 al 30/2012 - Telf: 22 25 669

ORIGINAL CLIENTE / COPIA EMISOR



PABLO A. CUEVA JACOME

Hierro Para Construcción y artesanía, Tubería, Materiales de Cerrajería,
Perfiles y Planchas a medida.

Dirección: Av. de los Shyris N44-263 y 6 de Diciembre

Telf.: 2459-673 / 3342876 Quito - Ecuador

DÍA MES AÑO

Nombre: Esteban Rodríguez

FECHA: 9 09 2011

Consumidor Final ☐ Guía de Remisión

R.U.C. 1705616959001

Dirección: E. Inca

FACTURA S001-001

R.U.C./CED: 1719432765

Nº 069892

Telfs.: Código

AUTO. SRI.: 1109439921

FECHA DE AUTORIZACIÓN: 01/04/2011

CANT.	UNIDAD	DESCRIPCION	V. UNIT.	V. TOTAL
1		122 x 0,611 or	1875	1887
		Acero Aluminio	14	
OBLIGADO A LLEVAR CONTABILIDAD			BASE IMPONIBLE	1857
			IVA 12 %	223
CLIENTE			FIRMA AUTORIZADA	TOTAL \$ 2080

ENTREGADO 19 SEP 2011

ORIGINAL: CLIENTE * COPIA: EMISOR



GUERRERO BARRENO HUGO GERARDO
ACEROS INDUSTRIALES
"OBLIGADO A LLEVAR CONTABILIDAD"
Ofrece: Aceros - Ángulos - Tubería - Platinas - Ejes Planchas y
Accesorios Inoxidables; Bronces, Grilón, Chumaceras y Rodamientos

FACTURA

001-001

R.U.C. 1801252170001

AUT. S.R.I. 1109972973

Fecha de Autorización: 15/Ago/2011

001001FAC0088881

Nº 0088881

Cliente: RODRIGUEZ AVILES ESTEBAN

Dirección: DE LOS OLIVOS E 16 118

RUC/CI: 1719432785

Telf.: 2408603

Emisión: 27/09/2011

Vence: 27/09/2011

Vend.: 4 WILSON GRIJALVA

Nota Pedido:

Observación:

CODIGO	DESCRIPCION	UNICANTIDAD	P.UNITARIO	D8CT 1	D8CT 2	D8CT 3	PVP-DSCTO	TOTAL
42.3.30	AC. V945/1045 H 30 MM	KG	2.900	5.55	0.55	0.24	0.00	13.75
4.4.30X30	AC. 760/1045 CUAD. 30 MM	KG	2.000	5.50	0.55	0.24	0.00	9.41
4.4.20	AC. 760/1045 CUAD 20X20	KG	0.300	5.60	0.00	0.00	0.00	1.68
14.13/4	AC. TRANSM. RED. 1 3/4	KG	0.600	2.60	0.00	0.00	0.00	1.56
14.11/4	AC. TRANSM. RED. 1 1/4	KG	0.600	2.60	0.00	0.00	0.00	1.56
14.7/8	AC. TRANSM. RED. 7/8	KG	0.310	2.63	0.00	0.00	0.00	0.82
14.3/4	AC. TRANSM. RED. 3/4	KG	0.700	2.60	0.00	0.00	0.00	1.82
7.1L13/4	AC. INOX. 304 RED. 1 3/4	KG	0.600	8.23	0.00	0.00	0.00	4.94
7.1L1/2	AC. INOX. 304 RED. 1/2	KG	0.100	8.65	0.00	0.00	0.00	0.87
18.1.13/4	BR. FOSF. RED. 1 3/4 O 45MM	KG	0.700	25.00	2.50	1.12	0.95	14.36

ABONAR \$ 40.00

Con la firma del presente, autorizo a Hugo Guerrero B. a consultar, procesar, reportar y suministrar mi historial crediticio; sea de carácter financiero o comercial; en los burós de información certificados por la Superintendencia de Bancos.

Debo y pagaré a la orden de Guerrero Barreno Hugo G. en el lugar y fecha que se me reconenga el valor total expresado en este documento mas los impuestos respectivos y el máximo interés legal por mora permitido desde su vencimiento sin protesto. Eximese de presentación para el pago así como por falta de este hecho renuncio domicilio y me someto a los jueces competentes de la ciudad de Quito y al trámite ejecutivo verbal sumario a elección de Guerrero Barreno Hugo G. o sus cesionarios. Acepto que Guerrero Barreno Hugo G. ceda y transfiera en cualquier momento los derechos que emanan del presente documento sin que sea necesaria notificación alguna ni nueva aceptación de mi parte. Acepto las condiciones incorporadas en la presente factura a la vista y sin protesto.

SALIDA LA MERCADERIA, NO SE ACEPTAN DEVOLUCIONES

Facturado por:
Recibi Conforme
Nombre / CI / Sello

Subtotal	Total Dcto.	Tarifa Cero.	Base Imponible	% Iva
50.78		0.00	50.78	6.09
Dcto. Adicional	Flete	Total a pagar:		
	0.00	56.87		

Los Pinos E7-30 e Inés de Medina Telf.: 3280-928 2408-731 2405-415 Telefax: 2401-197 Cel. 099-656970 (Frente al Batallón Rumiñahui) Quito - Ecuador

IMPRESA BOLIGRAF: BELALCAZAR MOLINA BOLIVAR A. Telf.: 2557 785 R.U.C. 1711157295001 AUT. 3830 Numerado del 0087001 al 0092000

FECHA DE CADUCIDAD: 15/AGOSTO/2012



GUERRERO BARRENO HUGO GERARDO
ACEROS INDUSTRIALES
"OBLIGADO A LLEVAR CONTABILIDAD"
Ofrece: Aceros - Ángulos - Tubería - Platinas - Ejes Planchas y
Accesorios Inoxidables; Bronces, Grilón, Chumaceras y Rodamientos

FACTURA

001-001

R.U.C. 1801252170001

AUT. S.R.I. 1109972973

Fecha de Autorización: 15/Ago/2011

001001FAC0089163

Nº 0089163

Cliente: RODRIGUEZ AVILES ESTEBAN

Dirección: DE LOS OLIVOS E 16 118

RUC/CI: 1719432785

Telf.: 2408603

Emisión: 04/10/2011

Vence: 04/10/2011

Vend.:

Nota Pedido:

Observación:

CODIGO	DESCRIPCION	UNICANTIDAD	P.UNITARIO	D8CT 1	D8CT 2	D8CT 3	PVP-DSCTO	TOTAL
12.110X30	AC. SKF 280 PERF. 110X80 MM	KG	2.370	4.88	0.48	0.21	0.16	9.49
14.4	AC. TRANSM. RED. 4"	KG	1.300	3.10	0.00	0.00	0.00	4.03
14.31/2	AC. TRANSM. RED. 3 1/2	KG	1.000	2.60	0.00	0.00	0.00	2.60

Con la firma del presente, autorizo a Hugo Guerrero B. a consultar, procesar, reportar y suministrar mi historial crediticio; sea de carácter financiero o comercial; en los burós de información certificados por la Superintendencia de Bancos.

Debo y pagaré a la orden de Guerrero Barreno Hugo G. en el lugar y fecha que se me reconenga el valor total expresado en este documento mas los impuestos respectivos y el máximo interés legal por mora permitido desde su vencimiento sin protesto. Eximese de presentación para el pago así como por falta de este hecho renuncio domicilio y me someto a los jueces competentes de la ciudad de Quito y al trámite ejecutivo verbal sumario a elección de Guerrero Barreno Hugo G. o sus cesionarios. Acepto que Guerrero Barreno Hugo G. ceda y transfiera en cualquier momento los derechos que emanan del presente documento sin que sea necesaria notificación alguna ni nueva aceptación de mi parte. Acepto las condiciones incorporadas en la presente factura a la vista y sin protesto.

SALIDA LA MERCADERIA, NO SE ACEPTAN DEVOLUCIONES

Facturado por:
Recibi Conforme
Nombre / CI / Sello

Subtotal	Total Dcto.	Tarifa Cero.	Base Imponible	% Iva
15.12		0.00	15.12	1.93
Dcto. Adicional	Flete	Total a pagar:		
	0.00	18.05		

Los Pinos E7-30 e Inés de Medina Telf.: 3280-928 2408-731 2405-415 Telefax: 2401-197 Cel. 099-656970 (Frente al Batallón Rumiñahui) Quito - Ecuador

IMPRESA BOLIGRAF: BELALCAZAR MOLINA BOLIVAR A. Telf.: 2557 785 R.U.C. 1711157295001 AUT. 3830 Numerado del 0087001 al 0092000

FECHA DE CADUCIDAD: 15/AGOSTO/2012